Die Regelung von Dampfturbinen und ihr Einfluß auf die Energieentwicklung in den einzelnen Druckstufen.

Von der

Königl. Technischen Hochschule zu München

zur

Erlangung der Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften
(Doktor-Ingenieurs)

genehmigte

Dissertation.

Vorgelegt von

Diplomingenieur **Herbert Baer**
aus München.

Referent: Prof. Dr. Moritz Schröter.
Korreferent: Prof. Wilhelm Lynen.

Berlin 1909.

Die Regelung von Dampfturbinen und ihr Einfluß auf die Energieentwicklung in den einzelnen Druckstufen.

Von der

Königl. Technischen Hochschule zu München

zur

Erlangung der Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften (Doktor-Ingenieurs)

genehmigte

Dissertation.

ACAD. LUGD. BAT. BIBL.

Vorgelegt von

Diplomingenieur **Herbert Baer**

aus München.

Referent: Prof. Dr. Moritz Schröter.
Korreferent: Prof. Wilhelm Lynen.

Berlin 1909.

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41555412_0143

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Einleitung 5
1) Die wesentlichen Größen für die Leistung einer Dampfturbine, Leistung und Wirkungsgrad 5
2) Die Regelungsmethoden 5
Ausführung:
I) Die Regelungsmethoden 6
1) Drosselregelung 6
a) Die Drosselung 7
b) Der Einfluß 7
1) des Vakuums 8
2) der Ueberhitzung 9
2) Füllungsregelung 10
a) Das Prinzip derselben 10
b) Der Einfluß 10
1) des Vakuums 10
2) der Ueberhitzung 10
c) Anwendungsgebiet 11
d) Regelung mit schwingendem Einlaßorgan 11
3) Kombinierte Regelung 11
II) Der indizierte Wirkungsgrad und seine Beeinflussung durch die Regelung 13
1) Die Berechnung des indizierten Wirkungsgrades 13
Fußbemerkung: Der Verlauf des indizierten Wirkungsgrades als Funktion von $\frac{u}{c_0}$ 14
2) Einfluß der Drosselregelung auf den indizierten Wirkungsgrad . . 14
a) Einstufige Turbinen 14
b) Mehrstufige Turbinen 16
3) Einfluß der Füllungsregelung auf den indizierten Wirkungsgrad . 17
a) Einstufige Turbinen 17
b) Mehrstufige Turbinen 17
III) Die Druckverteilung bei Belastungsänderung in mehrstufigen Turbinen 17
1) Die Proportionalität zwischen Dampfmenge und absolutem Druck in einer Stufe 17
2) Folgerungen aus der Proportionalität 19
a) Verhältnis der Stufendrücke zu einander. Das Erweiterungsverhältnis von Düsen 19
b) Das Gefälle in einer Stufe und das zugehörige kritische Gefälle 20
IV) Die Beeinflussung der Gefälleverteilung in einer Turbine bei Entlastung durch die Regelung 20
1) Rechnerische Ermittlung der Druck- und Gefälleverteilung bei geänderter Belastung 21
a) Turbinen mit wenig Druckstufen 21
b) Vielstufige Turbinen 24

2) Rechnungsbeispiel: Dreistufige Turbine 24
a) Drosselregelung 29
b) Füllungsregelung 33
3) Erörterung der Gefälleverteilung an Hand von Versuchen 40
a) Versuche von Schröter an einer Melms-Pfenninger-Turbine (Z. d. V. d. I. 1906 S. 1811) 40
1) Die Gefälleverteilung bei Entlastung 42
2) Das Verhalten des indizierten Wirkungsgrades 43
1) im Niederdruckteil 43
2) im Hoch- und Mitteldruckteil 43
3) Verschiebung der Leistungsentwicklung in der Turbine . 43
b) Versuche von Stodola 44
1) Versuche an einer Rateau-Turbine von 500 PS. (Stodola, III. Aufl. S. 297) 44
2) Versuche an einer Zoelly-Turbine von 500 PS_e. (Stodola, III. Aufl. S. 264) 44
3) Die Strahlungsverluste am Regelorgan bei diesen beiden Versuchen 47
c) Versuche an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW 47
1) Die Temperaturmessung 48
2) Füllungsregelung 49
1) Das Gefälle in der ersten Stufe 49
2) Der indizierte Wirkungsgrad der ersten Stufe 51
3) Die mittleren Stufen 52
4) Die letzte Stufe 52
5) Die Leistungsverschiebung in der Turbine 53
3) Drosselregelung 53
1) Die erste und die mittleren Stufen 54
2) Die letzte Stufe 54
3) Die Leistungsverschiebung in der Turbine 55
4) Vergleich beider Regelungsmethoden 56
1) Hinsichtlich der Leistungsentwicklung in den einzelnen Stufen bei geänderter Belastung 56
Hinweis auf hintereinander geschaltete Schiffsturbinen . 57
2) Hinsichtlich des Dampfverbrauches und Wirkungsgrades . 57
V) Ueberdruckturbinen 59
1) Die einstufige Ueberdruckturbine 59
2) Die mehrstufige Ueberdruckturbine 59
Schluß) Die Ueberlastung von Turbinen 60
1) Ueberlastung durch Druckerhöhung vor der ersten Düsengruppe . 60
2) Ueberlastung vermittels Zusatzdüsen 60
3) Umführung der ersten Hochdruckstufen 61
4) Leistungssteigerung bei Schiffsturbinen 61

Die Regelung von Dampfturbinen und ihr Einfluß auf die Energieentwicklung in den einzelnen Druckstufen.

Von Dipl.-Ing. **Herbert Baer.**

Einleitung.

Die Leistung einer Dampfturbine ist gegeben durch die Gleichung

$$N_e = \eta_e \frac{G H}{632} \text{ (PS}_e\text{)}.$$

In dieser Gleichung ist:

G die stündliche Dampfmenge in kg,

H das der Turbine zur Verfügung stehende gesamte adiabatische Wärmegefälle in WE für 1 kg Dampf und

η_e der effektive Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der effektiven Turbinenleistung zur Leistung der verlustfreien theoretischen Turbine.

Die Größen, welche die Leistung einer Turbine grundsätzlich bestimmen, sind G und H. Die Leistungsänderung einer Turbine bei gleichbleibender Umlaufzahl kommt somit auf eine Veränderung je einer dieser Größen oder beider gleichzeitig hinaus.

Der effektive Wirkungsgrad η_e läßt sich darstellen als das Produkt $\eta_e = \eta_i \eta_m$. In diesem ist η_i der indizierte Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der am Laufradumfang entwickelten Leistung zur Leistung der verlustfreien Turbine. Für eine bestimmte Turbine ist der indizierte Wirkungsgrad η_i, wenn sich die Umlaufzahl nicht ändert und man von dem Einfluß einiger Nebenumstände, wie der Oberflächenbeschaffenheit der Schaufeln, absieht, allein eine Funktion des adiabatischen Gefälles H, das in der Turbine zur Entfaltung kommt.

Der mechanische Wirkungsgrad η_m umfaßt sowohl die Reibungsarbeit der im Dampf laufenden Räder und die Ventilationsarbeit der Schaufeln, als auch die Lager- und etwaige Stopfbüchsenreibung.

Dieser letzte rein mechanische Teil soll aus folgenden Betrachtungen ausgeschlossen sein.

Entsprechend den beiden wesentlichen Größen G und H ergeben sich folgende Regelungsverfahren:

1) Drosselregelung:

Die Leistungsänderung erfolgt durch gleichzeitige Veränderung der beiden Größen G und H. Dies ist die zurzeit am häufigsten angewandte Regelung. Sie beruht darauf, daß der Dampf beim Eintritt in die Turbine gedrosselt wird.

2) Füllungsregelung:

Die Leistungsänderung erfolgt allein durch Aenderung der stündlichen Dampfmenge, wobei sich das Gefälle nicht oder nur infolge der Aenderung der Dampfmenge unwesentlich verändert.

3) Gefälleregelung:

Die Leistungsänderung wird erzielt durch Aenderung des Gefälles allein. Dieses Verfahren, bei dem das Gefälle dadurch eine Aenderung erfährt, daß bei unveränderlichem Anfangsdruck und unveränderlicher Anfangstemperatur der untere Endpunkt des Gefälles durch Drosselung des Dampfaustrittes in die Höhe gerückt wird, arbeitet wegen der gleichen Dampfverhältnisse beim Eintritt in die Turbine auch bei geringer Belastung angenähert mit derselben stündlichen Gesamtdampfmenge; streng genommen gilt diese Unveränderlichkeit der Dampfmenge nur so lange, als in der Turbine an irgend einer Stelle ein Druckgefälle auftritt, das größer ist, als das dem zugehörigen Anfangszustand entsprechende kritische Druckgefälle. Bei vielstufigen Turbinen, wo dies nicht der Fall ist, bewirkt die durch die Drosselung des Dampfaustrittes eintretende Erhöhung des Gegendruckes eine allerdings nur geringe Verkleinerung der stündlich durch die Turbine gehenden Dampfmenge.

Da eine solche Regelung demnach einen Anspruch auf Wirtschaftlichkeit bei geringer Belastung nicht erheben kann, ist sie als wirtschaftlich und infolgedessen auch als technisch verfehlt zu betrachten.

In Betracht kommen somit für die weitere Erörterung nur die Drossel- und Füllungsregelung. Aus beiden läßt sich ein Regelungsverfahren, das in einer Vereinigung beider besteht, ableiten. Bei dieser kombinierten Regelung ist die Drosselregelung mit der Füllungsregelung in der Weise verbunden, daß innerhalb gewisser Belastungsgrenzen reine Drosselung bei verschiedener Anzahl von offenen Düsen am Eintritt in die Turbine erfolgt. Mit dieser Regelung sind z. B. die Landturbinen der Allgemeinen Elektricitätsgesellschaft ausgerüstet.

Wesentlich für die Wirtschaftlichkeit einer Turbine bei Belastungsänderungen ist die Verteilung des Wärmegefälles auf die einzelnen Druckstufen. Diese Gefälleverteilung bei Belastungsänderung hängt nun ab von der Art der Regelung, indem die Drosselregelung eine quantitativ andere Gefälleverteilung und Leistungsentwicklung in der Turbine ergibt als die Füllungsregelung, auch wenn bei beiden die Verhältnisse bei Vollast die gleichen sind.

Die kennzeichnenden Unterschiede beider Regelverfahren sollen im folgenden an Hand der Rechnung und einer Reihe ausgeführter Versuche erörtert werden, und zwar ihrem Wesen nach, in ihrer Abhängigkeit von Vakuum und Ueberhitzung, sowie hinsichtlich ihrer Beeinflussung des indizierten Wirkungsgrades, des Dampfverbrauches und der Gefälle- und Leistungsverteilung in der Turbine.

Bei der Auswertung der Versuche sowie bei den Berechnungen sind ausschließlich die neuen Wasserdampfzahlentafeln von Mollier (Neue Zahlentafeln und Diagramme für Wasserdampf, Berlin 1906, Julius Springer) in Verbindung mit dessen *J-S*-Diagramm benutzt.

I) Die Regelverfahren.

1) Die Drosselregelung.

Das Prinzip der Drosselregelung besteht darin, daß durch Verkleinerung des Querschnittes im Einlaßventil der Druck vor dem Leitrad der ersten Stufe

herabgesetzt wird. Hierdurch erfährt die durch die Turbine gehende Dampfmenge eine Verringerung, eindeutig ist damit eine Verkleinerung des von der Turbine verarbeiteten Gefälles verbunden.

Versuch und Rechnung zeigen, daß dann bei unveränderlichem Druck vor dem Einlaßventil die durch die Turbine gehende Dampfmenge dem vor dem ersten Leitrad herrschenden absoluten Druck direkt proportional ist.

Entsprechend der Drosselung als nicht umkehrbaren Prozesses tritt dabei eine Vermehrung der Entropie des Dampfes beim Eintritt in die erste Düsengruppe ein; der Wärmeinhalt des Dampfes dagegen (Erzeugungswärme bei unveränderlichem Druck) bleibt derselbe, so daß sich die Zustandsänderung bei der Drosselung im J-S-Diagramm als eine Wagerechte durch den Anfangspunkt darstellt. Als untere Grenze der Expansion in der Turbine ist stets ein bestimmtes Temperaturniveau gegeben (Kühlwassertemperatur des Kondensators). Da nun fast ausnahmslos die Expansion bei einer Turbine in das Gebiet der Sättigung führt, so ist diesem Temperaturniveau zuzüglich der Temperaturverluste im Kondensator ein bestimmter Druck zugeordnet, welcher nicht unterschritten werden kann.

Bei Wasserdampf nimmt nun für unveränderlichen Druck mit der Entropie auch der Wärmeinhalt zu; daher ergibt sich, daß bei adiabatischer Expansion, welche hier zur Klarlegung der Verhältnisse herangezogen werden soll (in Wirklichkeit tritt in einer Turbine keine adiabatische Zustandsänderung auf), die untere Grenze des Wärmegefälles um so höher liegt, je größer die Entropie ist.

Zur Veranschaulichung der Drosselregelung diene Fig. 1, welche den Vorgang schematisch im J-S-Diagramm veranschaulicht. In diesem ist vor der Drosselung der Dampfzustand beim vollen Drucke p_1 durch den Punkt A_1 wie-

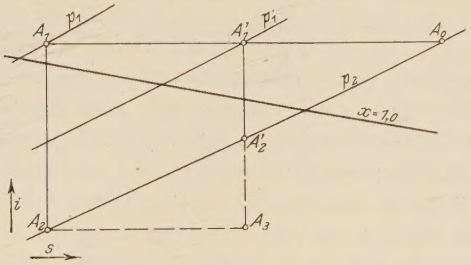

Fig. 1.

dergegeben; einer adiabatischen Expansion ausgehend von A_1 bis zum Druck p_2, die durch eine Senkrechte durch A_1 dargestellt wird, entspricht dann das Wärmegefälle $A_1 A_2$. Drosseln wir nun, so wird diese Zustandsänderung wegen $i_1 =$ konst durch eine Wagerechte, ausgehend von A_1, wiedergegeben. Bei einer Drosselung bis auf den Druck p_1' ergibt sich als neues adiabatisches Gefälle bis auf den gleichen Enddruck die Strecke $A_1' A_2'$. Man erkennt daraus deutlich das Wesen der Verkleinerung des Wärmegefälles bei der Drosselregelung, daß nämlich die Verminderung nicht durch Tieferlegen des Anfangspunktes, sondern durch Höherlegen des unteren Endpunktes des Wärmegefälles entsteht.

Da mit der Drosselung eine Verminderung der durch die Turbine gehenden Dampfmenge verbunden ist, so erfolgt die Leistungsänderung bei der Drosselregelung durch gleichzeitige Veränderung beider Faktoren G und H in der Weise, daß für einen bestimmten Expansionsenddruck die Aenderung des einen Faktors die des andern eindeutig festlegt.

Um bei Belastungsänderung möglichst gute Dampfökonomie zu erzielen, wird man immer suchen, den Gesamtdampfverbrauch durch Verminderung von G herabzudrücken, während man das Wärmegefälle H so groß als möglich macht.

Hieraus ergeben sich nun von selbst die Bedingungen zur Erzielung eines guten Dampfverbrauches bei Entlastung. Da für eine bestimmte Entlastung der Dampfverbrauch für 1 PS_e-st um so geringer ist, je weniger sich H und je mehr sich G verkleinert, so folgt hieraus, daß schon bei Vollast möglichst hohes adiabatisches Gefälle anzustreben ist. Mit relativ einfachen Mitteln läßt sich dies nur durch gutes Vakuum und hohe Ueberhitzung erzielen.

Fig. 2 veranschaulicht den auf rechnerischem Weg ermittelten Einfluß des Vakuums für eine zehnstufige Druckturbine mit einkränzigen Rädern in jeder

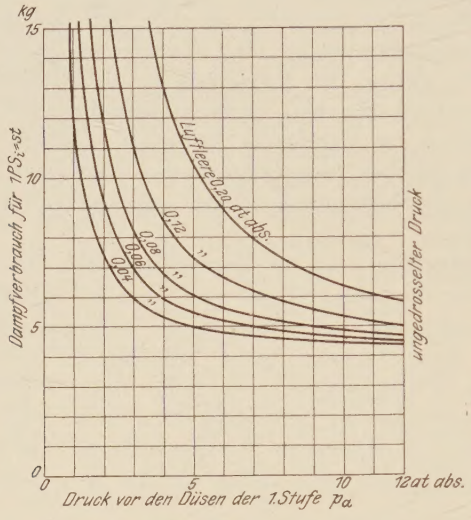

Fig. 2. Einfluß der Luftleere bei Drosselregelung für eine zehnstufige Druckturbine.

Stufe. In diesem Diagramm ist der Dampfverbrauch für die indizierte (am Laufradumfang entwickelte) PS-st als Funktion des vor den Düsen herrschenden Druckes für verschiedene Pressungen im Abdampfraum der Turbine aufgetragen. Als Anfangszustand ist ein absoluter Druck von 12 at und gerade trocken gesättigter Dampf angenommen.

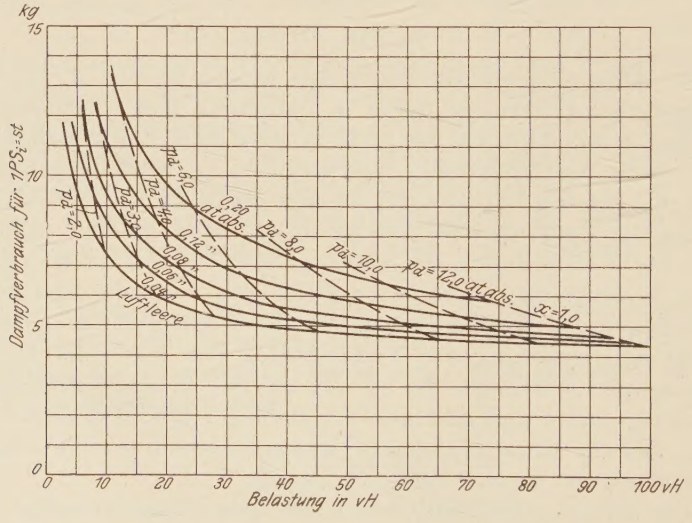

Fig. 3. Einfluß der Luftleere bei Drosselregelung für eine zehnstufige Druckturbine.

Man erkennt aus diesen Kurven deutlich den Einfluß des Vakuums, indem die Kurve für ein Vakuum von 0,04 at abs. bedeutend flacher verläuft als die übrigen, so daß sich auch bei geringer Belastung ein um so besserer Dampfverbrauch ergibt, je besser das Vakuum am Anfang war. Noch klarer gehen diese Verhältnisse aus dem Diagramm Fig. 3 hervor, welches für die gleiche Maschine den Dampfverbrauch als Funktion der prozentualen Belastung wiedergibt. In dieses Diagramm sind auch die Kurven gleichen Druckes vor dem ersten Leitrad eingezeichnet.

Die Leistung bei einem Vakuum von 0,01 at abs. hinter dem letzten Laufrad und einem ungedrosselten Druck von 12 at abs. vor den ersten Düsen bei trocken gesättigtem Dampf ist dabei zu 100 vH angenommen. An und für sich drückt ein gutes Vakuum schon bei Vollast den Dampfverbrauch bedeutend herunter, von viel größerem Einfluß zeigt es sich dagegen bei kleinen Belastungen; so bewirkt z. B. bei 20 vH Belastung eine Verschlechterung des Vakuums von 0,04 at abs. auf 0,12 at abs. eine Steigerung des Dampfverbrauches pro PS_i-st um 41 vH, bei 80 vH Belastung dagegen nur um 14,5 vH. Der Einfluß des Vakuums macht sich also um so mehr geltend, je geringer die Belastung ist. (Vergleiche auch die Versuche von Josse an der Rateau-Turbine des Danziger Maschinenlaboratoriums in Josse: »Neuere Wärmekraftmaschinen«, S. 78 oben.)

Als ein besonders günstiger Umstand kommt in den meisten Fällen hinzu, daß, so lange am Kühlwasserzufluß zum Kondensator nichts geändert wird, das Vakuum mit abnehmender Belastung besser wird, wodurch sich dann eine kleine Vergrößerung des adiabatischen Wärmegefälles und dadurch eine Ersparnis im Dampfverbrauch ergibt.

Der zweite Faktor, der bei der Drosselregelung von einschneidender Bedeutung ist, besteht in der Ueberhitzung des Dampfes.

Bei gleichem Vakuum und Anfangsdruck bewirkt die Ueberhitzung schon als solche eine Vergrößerung des adiabatischen Wärmegefälles und damit eine Verminderung des Dampf- und Wärmeverbrauches für 1 PS_e-st. Dieser rein theoretische Gewinn durch die Ueberhitzung ist jedoch nicht sehr bedeutend; in Wirklichkeit stellt sich eine viel größere Verbesserung durch die Ueberhitzung ein, als der Zunahme des adiabatischen Gefälles allein entsprechen würde. Zurückzuführen ist dieser Umstand auf die Verminderung der Reibung des Dampfes in den Schaufeln und an den Radflächen sowie auf die Verkleinerung der Ventilationsverluste. Hieraus ergibt sich eine starke Verbesserung des indizierten, dann aber auch eine Vergrößerung des mechanischen Wirkungsgrades, soweit er durch die Reibung und Ventilationsverluste der Räder und der Schaufeln im umgebenden Dampf beeinflußt ist. (Vergleiche Lewicki: »Die Anwendung hoher Ueberhitzung beim Betrieb von Dampfturbinen. F. A. Heft 12.) Naturgemäß kommt dieser günstige Einfluß der Ueberhitzung gerade in der Nähe des Sättigungszustandes am stärksten zur Geltung. Arbeitet die Turbine mit nicht zu nassem Dampf vor dem Einlaßventil, so tritt durch die Drosselung stets Ueberhitzung ein. Bei mit Sattdampf arbeitenden Turbinen wird sich die Verminderung der Dampfreibung durch die Drosselung daher stets stärker bemerkbar machen als bei Turbinen, die schon bei Vollast mit Ueberhitzung arbeiten. Die Verminderung der Dampfreibung durch die Drosselung kann dann soweit gehen, daß sie die Verschlechterung des Dampfverbrauches durch die Verkleinerung des Gefälles aufhebt, so daß sich selbst innerhalb weiter Belastungsgrenzen keine Zunahme des Dampfverbrauches für 1 PS_e-st einstellt. (Vergleiche die weiter unten besprochenen Versuche an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW, Fig. 36, Dampfverbrauchskurve für Drosselregelung mit 12 offenen Düsen.)

2) Füllungsregelung.

Der Anfangszustand des Dampfes beim Eintritt in die Turbine bleibt hier der gleiche; dagegen erfährt die in der Turbine stündlich arbeitende Dampfmenge eine Veränderung, und zwar durch Absperrung einzelner Düsen im ersten Leitrad. Soll an der Gefälleverteilung in der Turbine nichts geändert werden, so sind auch die Leitradquerschnitte der folgenden Stufen im gleichen Verhältnis zu verkleinern. Eine Turbine dieser Art ergibt, da sich dann auch das Verhältnis der Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus den Leiträdern zur Umfangsgeschwindigkeit bei gleicher Umdrehungszahl nicht ändert, bei jeder Belastung den gleichen Dampfverbrauch für 1 PS_i-st.

Die diesbezüglichen Konstruktionen (wie die Patente von R. Schulz, D. R. P. 132868) konnten sich jedoch bis jetzt keinen Eingang in die ausführende Praxis verschaffen, da damit der konstruktive Aufbau der Turbine zu schwierig wird. Man verändert daher nur die Querschnitte in der ersten Düsengruppe und läßt die Querschnitte der Leiträder der übrigen Stufen unverändert. Es soll daher im folgenden unter Füllungsregelung nur Düsenabsperrung in der ersten Stufe verstanden sein.

Im allgemeinen wird mit abnehmender Belastung das Vakuum besser. Die Füllungsregelung gibt also bei Entlastung eine geringe Vermehrung des adiabatischen Wärmegefälles in Verbindung mit einer Verminderung der stündlich durch die Turbine gehenden Dampfmenge. Der Dampfverbrauch für 1 PS-st der idealen verlustfreien Turbine mit Füllungsregelung wird also mit abnehmender Belastung etwas kleiner werden.

Der Einfluß des Vakuums tritt bei Füllungsregelung qualitativ analog wie bei der Drosselregelung hervor, indem der Dampfverbrauch bei geringer Belastung um so besser wird, je niedriger der absolute Druck im Abdampfraum der Turbine ist. Während jedoch bei Drosselregelung eine Gefälleverminderung bei Entlastung eintritt, zeigt sich hier eine kleine Vermehrung des adiabatischen Wärmegefälles durch die Zunahme des Vakuums mit abnehmender Belastung. Hieraus ergibt sich bezüglich des quantitativen Einflusses des Vakuums bei Füllungsregelung, daß er lange nicht so groß sein kann wie bei der Drosselregelung. Dazu kommt noch der Umstand, daß bei Entlastung die beiden Regelungsverfahren eine Leistungskonzentration auf den Hochdruckteil zur Folge haben, die Füllungsregelung aber in bedeutend höherem Maße wie die Drosselregelung.

Diese Leistungskonzentration auf den Hochdruckteil ist weiter unten an Hand der Berechnung einer dreistufigen Curtis-Turbine, an Versuchen an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW und einigen in der Literatur veröffentlichten Untersuchungen an Turbinen verschiedener Bauart erörtert.

Turbinen mit Füllungsregelung zeigen sich wegen dieser starken Leistungsverschiebung auf den Hochdruckteil weit weniger gegen Aenderungen im Vakuum empfindlich wie solche mit Drosselregelung. Letztere dagegen bieten die Möglichkeit, durch volle Ausnutzung eines guten Vakuums den Dampfverbrauch für 1 PS_e-st relativ bedeutend stärker zu verbessern.

Die Ueberhitzung des Dampfes äußert sich bei Füllungsregelung neben der durch sie bedingten Vergrößerung des adiabatischen Gefälles bei gleichem Anfangs- und Enddruck wie bei der Drosselungsregelung auch vor allem in einer Verminderung der Dampfreibung an der Schaufeloberfläche und in einer Verkeinerung der Radreibung und Ventilationsverluste.

Nun hat die Füllungsregelung bei Entlastung eine Verkleinerung der Beaufschlagung der ersten Stufe zur Folge. Bei gleichen Dampfverhältnissen

nehmen dadurch die Ventilationsverluste stark zu. Der Einfluß der Ueberhitzung, welche stets mit einer Verminderung der Ventilationsverluste und der Radreibung im umgebenden Dampf verbunden ist, wird sich also hier stärker bemerkbar machen als bei Drosselregelung, wo die Beaufschlagung unverändert bleibt. Wie weiter unten erörtert, treten bei Füllungsregelung infolge der Gefällevermehrung in der ersten Stufe von Druckturbinen in dieser mit der Entlastung höhere Dampfgeschwindigkeiten ein als bei gleicher Entlastung bei Drosselregelung. Bei den meisten mit Ueberhitzung arbeitenden Turbinen verläuft nun die Zustandsänderung in der ersten Stufe fast immer im Ueberhitzungsgebiet. Da sich also hier mit Entlastung die Ueberhitzung auf einen größeren Teil der gesamten Leistung und auf höhere Dampfgeschwindigkeiten, wo sie naturgemäß stärker zur Geltung kommen muß als bei kleinen, erstreckt, so muß die Verbesserung im Dampfverbrauch durch die Ueberhitzung hier bei Entlastung stärker hervortreten als bei Drosselregelung, und zwar in einem um so stärkerem Maß, je kleiner die Belastung ist. Versuche, die ich vor kurzem an einer Schiffsturbine der A. E. G. von 6500 PS_e durchzuführen Gelegenheit hatte, haben dies Ergebnis vollauf bestätigt.

Die reine Füllungsregelung ist in ihrer Anwendung an bestimmte Turbinenbauarten gebunden, insofern sie nur angewendet werden kann bei Turbinen, welche wenigstens in der ersten Stufe reine Druckturbinen sind, wobei die Aenderung der Dampfmenge lediglich durch Aenderung der Beaufschlagung erzielt wird. Eine Veränderung der Schaufelhöhen in radialer Richtung, die bei Ueberdruckturbinen auszuführen wäre, verbietet sich aus konstruktiven Rücksichten von selbst.

Bei einer Ueberdruckturbine muß die Beaufschlagung stets eine vollständige sein, da sonst durch den Spaltüberdruck im Laufrad ein Teil des Dampfes auch durch diejenigen Schaufeln gedrückt wird, die nicht unter dem beaufschlagten Umfang liegen. Dieser Dampf arbeitet dann wegen des Fehlens einer eigentlichen Leitvorrichtung sehr schlecht. Will man diesen Verlusten aus dem Wege gehen und immer voll beaufschlagen, so bleibt, wenn man nicht reine Füllungsregelung durch Vorschalten von Stufen mit kleinerem freierem Querschnitt ausführt, nur Drosselregelung möglich. Hiernach ergibt sich auch die Unrichtigkeit der vielfach in der Literatur vertretenen Ansicht, daß man eine Füllungsregelung durch eine schwingende Bewegung des Einlaßorganes erhalte. Dieses Regelungsverfahren ist weiter nichts als eine Drosselregelung, bei der die Drosselung zeitlich nicht mehr unveränderlich ist, sondern sich schnell periodisch ändert. Als wirksamer Anfangsdruck vor dem ersten Leitrad ist der Mittelwert der Druckverlaufkurve anzusehen; dieser liegt um so tiefer, je geringer die Belastung ist. Die hin- und hergehende Bewegung des Einlaßorgans widerspricht aber auch dem Wesen der Turbine als einer Maschine, in der die Energieumsetzung in vollständig gleichmäßiger und kontinuierlicher Weise vor sich geht. Das abwechselnde Heben und Senken des Einlaßventiles bringt eine Diskontinuität in die Dampfströmung durch die Turbine und verändert die Druck- und Gefälleverteilung auf die einzelnen Stufen periodisch, so daß die Lauf- und Leiträder mit zeitlich variabler Dampfgeschwindigkeit arbeiten. Daß dieses Arbeiten mit periodisch variablen Strömungsverhältnissen nicht so gut sein kann wie das mit stets gleicher Strömung, ist außerordentlich wahrscheinlich.

3) Kombinierte Regelung.

Man kann die beiden Regelungsverfahren in der Weise miteinander kombinieren, daß man über gewisse Belastungsgebiete reine Drosselung anwendet,

wobei jedoch die Anzahl der offenen Düsen der ersten Stufe je nach Belastung verschieden ist. Bei geringer Belastung erstreckt sich dann die Drosselung über eine kleinere Anzahl offener Düsen als bei hoher. Dieses Regelungsverfahren ist also dadurch gekennzeichnet, daß die bei der einfachen Drosselregelung über das ganze Belastungsgebiet von Vollast bis Leerlauf ausgedehnte Drosselung aufgeteilt ist und man immer je nach Belastung mit einer bestimmten Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe arbeitet.

Das Wesen dieser Regelung ist schematisch in Fig. 4 dargestellt. In dieser sind über den Gruppen offener Düsen die stündlich durch die Turbine gehen-

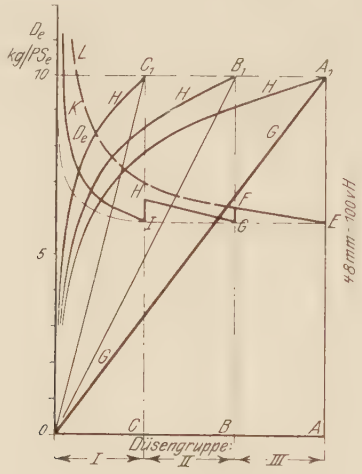

Fig. 4. Kombinierte Regelung.

den Dampfmengen (mit G bezeichnete Grade) sowie die zugehörigen Gefälle (die mit H bezeichneten Kurven) und der Dampfverbrauch für 1 PS$_e$-st D_e aufgetragen.

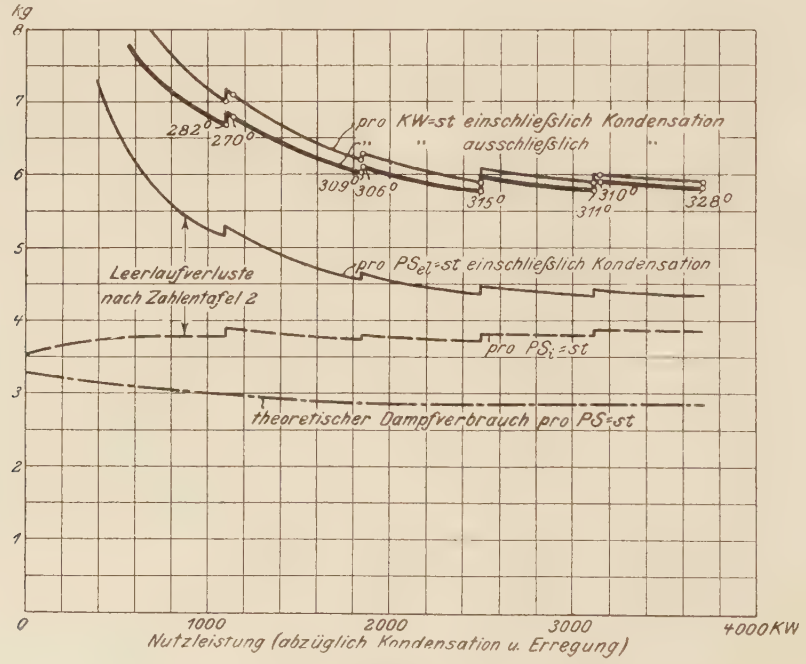

Fig. 5.

Die Verbesserung im Dampfverbrauch durch diese Kombination beider Regelungen geht deutlich aus der Dampfverbrauchskurve *EFGHIK* hervor; während reine Drosselregelung einen Verlauf des Dampfverbrauches längs der Kurve *EFL* ergeben würde, verläuft er bei der kombinierten Regelung längs der gebrochenen Kurve *EFGHIK*; an den Stellen, wo gerade der Uebergang von einer bestimmten Anzahl offener Düsen zu einer andern erfolgt, ergibt sich durch die damit verbundene Erhöhung des adiabatischen Gefälles in der Turbine sprungweise eine Verbesserung im Dampfverbrauch und der Oekonomie.

Die Messungsergebnisse einer nach dieser Regelung arbeitenden Maschine sind in Fig. 5 dargestellt; dieselben beziehen sich auf eine 3000 KW-Turbine der A. E. G. im Krafthaus Moabit der Berliner Elektrizitätswerke. Die Kurve, welche die unteren Spitzen der Dampfverbrauchskurve miteinander verbindet, würde dem Falle reiner Füllungsregelung entsprechen.

Bezüglich des Einflusses von Ueberhitzung und Vakuum gelten, da diese Regelung innerhalb unveränderlicher Düsenzahl eine reine Drosselregelung ist, die für diese aufgestellten Folgerungen.

II) Der indizierte Wirkungsgrad und seine Beeinflussung durch die Regelung.

Der indizierte Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der am Radumfang in mechanische Arbeit umgesetzten Energie zur Leistung der verlustfreien Turbine ist in verschiedener Weise von beiden Regelverfahren beeinflußt.

Unter Annahme bestimmter Beiwerte für den Geschwindigkeitsverlust durch die Dampfreibung an den Schaufeln läßt sich der indizierte Wirkungsgrad aus den Geschwindigkeitsdreiecken berechnen.

Ist $c_0 = OA$ (siehe Fig. 7), die dem im Leitrad umgesetzten Wärmegefälle $A\frac{c_0^2}{2g}$ entsprechende Austrittsgeschwindigkeit, so wird diese Geschwindigkeit

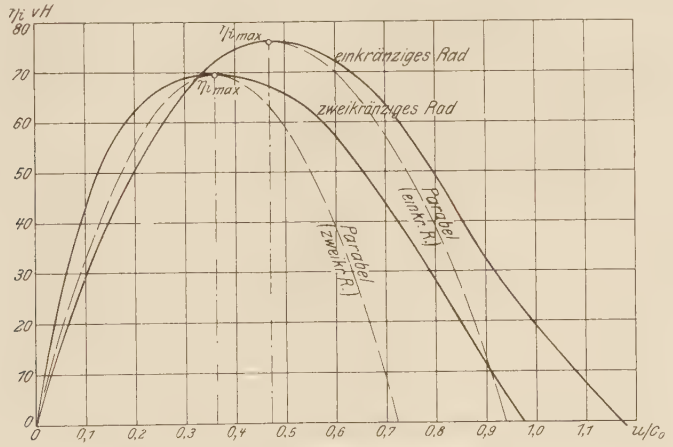

Fig. 6. Wirkungsgradkurven.

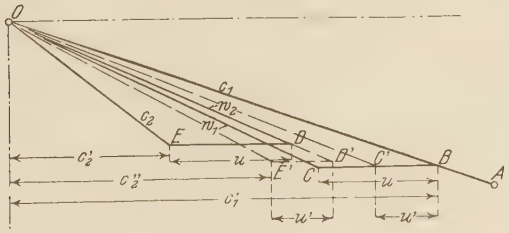

Fig. 7.

durch Reibung an den Wandungen der Düse auf den Betrag $OB = c_1$ herabgesetzt. Mit der Umfangsgeschwindigkeit u und der Richtung der Laufschaufel am Austritt ergibt sich dann das vollständige Geschwindigkeitsdreieck. Entsprechend den Bezeichnungen der Fig. 7 ist die indizierte Leistung gegeben durch

$$A L_i = A \frac{G_{sk}}{g} \mu (c_1' + c_2') \left(\frac{WE}{S}\right),$$

wobei G_{sk} das sekundlich durch die Turbine strömende Dampfgewicht ist. Die dem Leitrad zur Verfügung gestellte Energie ist $A \frac{c_0^2}{2g}$, somit ist der indizierte Wirkungsgrad gegeben durch

$$\eta_i = 2 \frac{u}{c_0} \frac{c_1' + c_2'}{c_0}.$$

Als Funktion des Verhältnisses $\frac{u}{c_0}$ läßt sich der Wirkungsgrad η_i durch eine parabelähnliche Kurve darstellen [1]).

Der Verlauf der Wirkungsgradkurve kann zeichnerisch mit Hülfe der Geschwindigkeitsdreiecke für ein bestimmtes Profil ermittelt werden, am besten ist jedoch eine genaue Ermittlung desselben durch den Versuch.

In Fig. 6 ist der indizierte Wirkungsgrad für ein ein- und ein zweikränziges Rad als Funktion des Verhältnisses der Umfangsgeschwindigkeit u zur theoretischen Ausflußgeschwindigkeit c_0 wiedergegeben. Der höchste Wirkungsgrad ergibt sich für einkränzige Druckturbinen ungefähr bei einem Ver-

[1]) Genau ergibt sich eine Parabel für den indizierten Wirkungsgrad nur dann, wenn die Neigung der relativen Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten immer einander gleich sind und die Schaufelelemente am Ein- und Austritt im Laufrad bei jedem Wert von $\frac{u}{c_0}$ genau diesen Richtungen entsprechen; die Umfangskraft als Funktion von u ist dann eine Gerade. Für ein bestimmtes ausgeführtes Profil kann nun die Umfangskraft in ihrer Abhängigkeit von u nicht durch eine Gerade dargestellt werden, sondern ihr Verlauf ist durch eine schwach nach unten durchgebogene Kurve gegeben. Daß dies so sein muß, ergibt sich aus Fig. 7. Halten wir das Wärmegefälle $A \frac{c_0^2}{2g}$ und somit auch c_0 unveränderlich, ändern wir aber die Umfangsgeschwindigkeit, so bleibt die Horizontalprojektion c_1' von c_0 konstant und es ändert sich nur die Horizontalprojektion c_2' der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2. Wird nun u kleiner, nimmt es z. B. den Wert $u' = BC' = D'E$ in Fig. 7 an, so wird damit w_1 und w_2 größer und Punkt E rückt nach E', wodurch c_2' in c_2'' übergeht. Diese Zunahme der Umfangskomponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit c_2 ist somit größer als einer einfachen linearen Zunahme entsprechen würde, denn zu der Vergößerung von c_2', die allein durch die Abnahme von u' bedingt ist, kommt noch eine allerdings kleine Zunahme, die sich durch die Vergrößerung von w_1 aus den trigonometrischen Beziehungen im Eintrittsdreieck ergibt.

Dieser Einfluß der Vergrößerung von w_1 ist natürlich bei großem $\frac{u}{c_0}$ viel stärker als bei kleinem, weil bei großen Werten von $\frac{u}{c_0}$ die relative Zunahme von w_1 bei gleicher Abnahme von u viel größer ist als bei einem kleinen Verhältnis $\frac{u}{c_0}$. Bei kleinen Werten von $\frac{u}{c_0}$ muß sich also der Verlauf der Wirkungsgradkurve besser einer Parabel durch den Nullpunkt und Scheitel anschmiegen als bei großem. Diesbezügliche von mir unternommene Versuche haben dieses Ergebnis auch vollauf bestätigt. Die zeichnerische Ermittlung des Wirkungsgrades unter Annahme gleichbleibender Verlustkoeffizienten ergibt für ein bestimmtes Schaufelprofil qualitativ denselben Verlauf in Abhängigkeit vom Verhältnis $\frac{u}{c_0}$. Siehe Fig. 6. Dieser Umstand ist jedenfalls ein deutlicher Beweis dafür, daß die Verlustkoeffizienten in nur geringem Maße von der Geschwindigkeit und dem Stoß auf die Schaufel abhängen.

hältnis $\frac{u}{c_0} = 0{,}5$; für zweikränzige ungefähr bei $\frac{u}{c_0} = 0{,}3 \infty 0{,}35$ und für dreikränzige bei $\frac{u}{c_0} = 0{,}16 \infty 0{,}20$. Vorausgesetzt ist jedoch dabei, daß die einzelnen Leit- und Laufkränze genügend erweitert sind, so daß in ihnen keine Reaktion eintritt; stellt sich auch nur in geringem Maße Ueberdruck ein, so steigen die Werte des günstigsten Verhältnisses $\frac{u}{c_0}$ stark an, besonders bei mehrkränzigen Rädern. Außerdem kommt noch ein mehr oder minder großer Spaltverlust hinzu.

Wie der indizierte Wirkungsgrad von der Drosselregelung abhängt, soll an Hand einer einstufigen Druckturbine auseinandergesetzt werden, da andere Turbinen, wie mehrkränzige Druckturbinen oder Ueberdruckturbinen, sich im Wesen ganz analog verhalten.

Da die Drosselregelung eine Abnahme des Wärmegefälles in der Turbine bewirkt, so wird mit abnehmender Belastung die Ausflußgeschwindigkeit c_0 kleiner werden und damit das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ wachsen.

Wesentlich für die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades bei Belastungsänderungen ist nun, in welchem Gebiet, dem aufsteigenden oder fallenden Aste der Wirkungsgradkurve die Turbine arbeitet. Liegt z. B. bei Vollast das zugehörige Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ in dem aufsteigenden Aste der Wirkungsgradkurven, also unterhalb des günstigsten, so wird bei Entlastung $\frac{u}{c_0}$ größer und damit der Wirkungsgrad besser. Arbeitet dagegen die Turbine schon bei Vollast mit einem Verhältnis $\frac{u}{c_0}$, das größer oder mindestens dem günstigsten gleich ist, so erfolgt durch die Drosselung eine Abnahme des Wirkungsgrades.

Die Drosselregelung kann also in zweifacher Weise auf den indizierten Wirkungsgrad einwirken, verbessernd und verschlechternd.

Bei Aktionsturbinen liegt nun fast ausnahmslos das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ unterhalb des günstigsten Wertes, so daß sich bei nicht zu weitgehender Entlastung eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades ergibt; wird jedoch die Entlastung zu weit getrieben, so daß bei der eintretenden Drosselung das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ den günstigsten Wert überschreitet, so findet von nun ab eine Abnahme des indizierten Wirkungsgrades statt.

Die Zunahme des indizierten Wirkungsgrades ist um so stärker, je kleiner das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ ist. Besonders günstig wird sich demnach die Drosselung in bezug auf den indizierten Wirkungsgrad verhalten bei Turbinen, die mit einem schlechten indizierten Wirkungsgrad laufen, der durch ein zu kleines Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ bedingt ist.

In diesem günstigen Einfluß der Drosselung auf den indizierten Wirkungsgrad sind zum größten Teil die günstigen Erfahrungen hinsichtlich des Dampfverbrauches begründet, die mit Drosselregelung bei nicht zu weitgehender Entlastung gemacht werden. Durch diesen günstigen Einfluß kann der Fall eintreten, daß die Zunahme des indizierten Wirkungsgrades die Verschlechterung des Dampfverbrauches durch Verkleinerung des Gefälles aufhebt und der Dampfverbrauch bei nicht zu starker Entlastung der gleiche bleibt oder sich nur unwesentlich vergrößert. (Siehe in Fig. 36 die Kurven für Drosselregelung bei 10 und 12 offenen Düsen.)

In Fig. 8 sind die einschlägigen Verhältnisse, wie sie sich auf rechnerischem Wege ergeben, für eine einstufige Druckturbine (Laval-Turbine) veranschaulicht. Als Abszisse ist das Verhältnis der stündlichen Dampfmenge zur

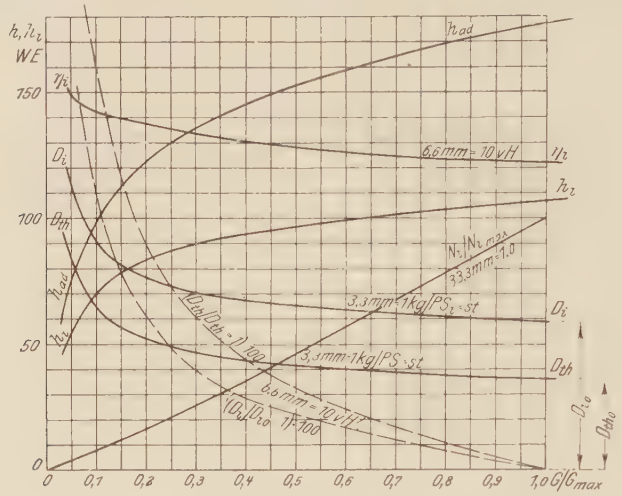

Fig. 8. Einstufige Druckturbine (Laval-Turbine).

größten Dampfmenge aufgetragen, welche einem Druck von 12 at abs. vor den Düsen entspricht.

Eingezeichnet sind in dieses Diagramm der Verlauf des adiabatischen Gesamtgefälles h_{ad} bei einem festen Vakuum von 0,08 at abs. im Abdampfraum, der indizierte Wirkungsgrad η_i und das indizierte Gefälle h_i, sowie der Verlauf des Dampfverbrauches für 1 PS_i-st der verlustfreien idealen und der wirklichen Turbine, D_i bezw. D_{th}. Um die Wirkung der Zunahme des indizierten Wirkungsgrades auf den Dampfverbrauch noch klarer darzustellen, sind noch die mit $\left(\frac{D_i}{D_{i0}} - 1\right) \cdot 100$ und $\left(\frac{D_{th}}{D_{th0}} - 1\right) \cdot 100$ bezeichneten Kurven aufgetragen, welche den Verlauf der Zunahme des indizierten und theoretischen Dampfverbrauches mit der in einer bestimmten Zeiteinheit durch die Turbine gehenden Dampfmenge und der indizierten Leistung (siehe die mit $\frac{N_i}{N_{i\max}}$ bezeichnete Kurve) wiedergegeben. Die Zunahme des theoretischen Dampfverbrauches D_{th} verläuft hier viel steiler als die des indizierten D_i, der Unterschied zwischen beiden Kurven ist lediglich auf die Zunahme des indizierten Wirkungsgrades mit abnehmender Belastung zurückzuführen, da bei dem vorliegenden Beispiel der Wert von $\frac{u}{c_0}$ bei Vollast noch weit unter dem günstigsten liegt.

Ganz ähnliche Folgerungen ergeben sich auch für mehrstufige Turbinen bei Drosselregelung. Wie weiter unten an Hand der Rechnung und des Versuches nachgewiesen wird, verkleinert sich bei Drosselregelung das Gefälle vor allem in der letzten Stufe der Turbine, während es in den ersten Stufen fast gleich bleibt; der indizierte Wirkungsgrad der ersten Stufen wird also keine Veränderung erfahren, soweit er durch die Größe $\frac{u}{c_0}$ bedingt ist, wohl aber je nach dem Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ der indizierte Wirkungsgrad der letzten Stufe, und zwar fast ausnahmslos eine Verbesserung. Hierdurch erfolgt dann auch eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades der ganzen Turbine bei abnehmender Belastung.

Bezüglich des Einflusses der Füllungsregelung auf eine einstufige Aktionsturbine ergibt sich, daß bei unveränderlicher Umdrehungszahl, so lange man von der Veränderung des Vakuums bei abnehmender Last absieht, der indizierte Wirkungsgrad der gleiche bleibt; in Wirklichkeit ergibt sich jedoch durch die Verbesserung des Vakuums mit abnehmender Belastung eine kleine Vermehrung des adiabatischen Gefälles, so daß also in den meisten Fällen eine kleine Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades eintritt, diese ist jedoch stets sehr gering und ihr Einfluß auf den Dampfverbrauch wird durch die Vergrößerung des adiabatischen Gefälles immer reichlich aufgehoben.

Bei vielstufigen Turbinen ist der indizierte Wirkungsgrad eine Funktion der Gefälleverteilung auf die einzelnen Stufen. In einer Stufe, wo das Gefälle bei einer Belastungsänderung zunimmt, wird der indizierte Wirkungsgrad schlechter, wenn diese Stufe unter normalen Verhältnissen mit einem $\frac{u}{c_0}$ arbeitet, das kleiner als das günstigste ist. Umgekehrt nimmt der indizierte Wirkungsgrad einer solchen Stufe zu, wenn sich in ihr das Gefälle verkleinert und das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ sich dadurch mehr dem günstigten Werte nähert. Der indizierte Wirkungsgrad der ganzen Turbine bei einer Belastungsänderung setzt sich dann aus den Wirkungsgraden der einzelnen Stufen entsprechend ihrem Anteil an der Gesamtleistung zusammen. Da jedoch, wie weiter unten an Hand der Rechnung und ausgeführter Versuche nachgewiesen wird, bei Füllungsregelung in mehrstufigen Turbinen der größere Teil der Leistung bei geringerer Belastung mit etwas verschlechtertem Wirkungsgrad entwickelt wird, so hat die Füllungsregelung der mehrstufigen Turbinen auch eine Verschlechterung im gesamten indizierten Wirkungsgrad bei Entlastung zur Folge.

III) Die Druckverteilung bei Belastungsänderungen in mehrstufigen Turbinen.

Die Druckverteilung in einer vielstufigen Turbine bedingt die Aufteilung des Wärmegefälles auf die einzelnen Stufen, die Beeinflussung der Druckverteilung soll daher vor der Erörterung der Gefälleverteilung bei Belastungsänderungen besprochen werden.

Man kann hier von dem Satz Gebrauch machen, daß der absolute Druck in einer Stufe der Turbine der in einer bestimmten Zeiteinheit (Stunde) durch die Maschine gehenden Dampfmenge direkt proportional ist. Dieser Satz ist schon von Stodola auf Grund rein rechnerischer Ueberlegungen (siehe Stodola, III. Aufl. S. 419) für Ueberdruckturbinen abgeleitet worden.

Die weiter unten durchgeführte Berechnung einer dreistufigen Curtis-Turbine sowie die angeführten Versuche haben diese Proportionalität zwischen Dampfmenge und absolutem Druck sehr gut bestätigt. Besonders schön zeigt sich diese Proportionalität zwischen Dampfmenge und absolutem Druck in den Versuchen an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW. Diese Turbine (siehe Fig. 26) enthält 10 Druckstufen; die Beschaufelung des ersten Rades ist zweikränzig, die der übrigen neun Räder einkränzig. In den Diagrammen Fig. 9 und 10 ist der absolute Enddruck der Expansion in den einzelnen Stufen (p_1 = absoluter Druck in der 1. Stufe, p_2 = absoluter Druck in der 2. Stufe usw.) über der stündlichen Dampfmenge aufgetragen, und zwar gibt Fig. 9 die Druckverteilung bei Füllungsregelung und Fig. 10 bei Drosselregelung wieder, letztere bei verschiedener Anzahl offener Düsen.

Beide Diagramme, besonders aber das für Drosselregelung, zeigen die geradlinige Zunahme des Stufendruckes mit der stündlichen Dampfmenge. Der Druckverlauf bei Drosselregelung zeigt jedoch bei gleicher Dampfmenge durchschnittlich etwas höhere Werte. Zurückzuführen ist diese Erscheinung darauf, daß die Drosselregelung infolge der durch sie bedingten Zunahme des spezifischen Dampfvolumens immer mit größerem spezifischem Volumen des Dampfes bei gleichen Drücken arbeitet, so daß zum Durchtreiben einer bestimmten Dampfmenge durch einen gegebenen Querschnitt etwas größere absolute Drücke als bei der gleichen Dampfmenge bei Füllungsregelung gehören.

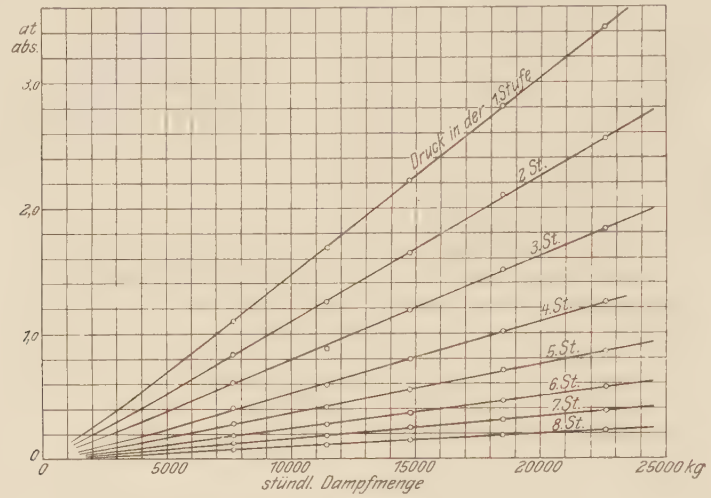

Fig. 9. Füllungsregelung.

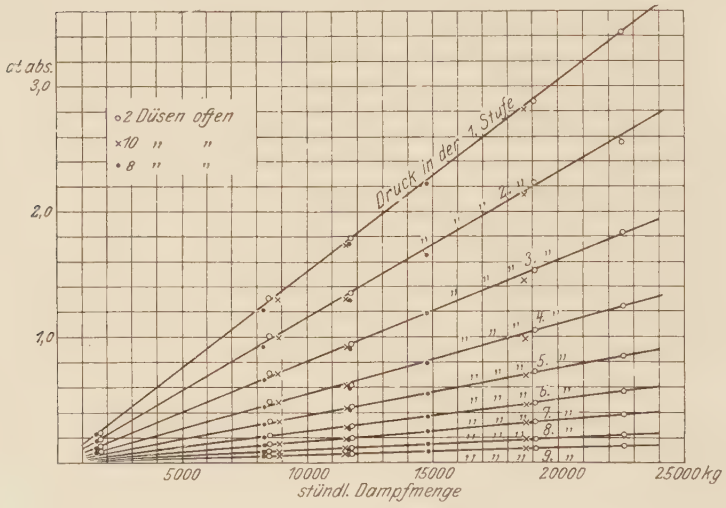

Fig. 10. Drosselregelung.

Das Rechnungsbeispiel sowie die unten angeführten Versuche von Schröter und Stodola beweisen ebenfalls die genügend genaue Gültigkeit der Proportionalität zwischen Druck und Dampfmenge.

Die Proportionalität zwischen Dampfmenge und absolutem Stufendruck kann aber bei vielstufigen Turbinen für die letzten Stufen vor dem Dampfaustritt in den Kondensator nicht richtig sein, denn berechnet man auf Grund der

Proportionalität die Druckverteilung in einer gegebenen Turbine, so wird schon in einer der Niederdruckstufen das Vakuum im Abdampfraum unterschritten, und für die letzte Stufe ergibt sich ein Druck, der kleiner als der absolute Druck im Auspuffrohr ist. Der Grund hierfür liegt darin, daß das Vakuum sich viel langsamer verkleinert, als der Proportionalität entsprechen würde. In Wirklichkeit kann diese Drucksenkung unter den Kondensatordruck in den letzten Stufen einer vielstufigen Turbine nicht eintreten, sondern es wird sich die Druckverteilung in einer kontinuierlichen Kurve an daß Vakuum anschließen. Die Druckverteilung in den letzten Stufen muß dann auf genauem Wege (siehe Stodola III. Aufl. S. 115) nachgerechnet werden, bis sie sich an die auf Grund der Proportionalität berechnete anschließt. (Vergleiche auch S. 95.) Bei vielstufigen Turbinen bleibt somit die angenäherte Richtigkeit der Proportionalität auf die ersten Stufengruppen beschränkt.

Aus der Proportionalität folgt dann weiter, daß das Verhältnis der einzelnen Stufendrücke zueinander auch bei verschiedener Dampfmenge in den mittleren Stufen stets dasselbe bleibt, denn ist bei der stündlichen Dampfmenge G der absolute Druck in der n. Stufe p_n, in der $(n+1)$. Stufe dagegen p_{n+1}, so erhalten diese absoluten Drücke bei der Dampfmenge G' die Werte:

$$p_n' = p_n \cdot \frac{G'}{G}$$

und

$$p_{n+1}' = p_n \cdot \frac{G'}{G};$$

hieraus folgt unmittelbar

$$\frac{p_{n+1}}{p_n} = \frac{p_{n+1}'}{p_n'}.$$

Das Verhältnis der absoluten Stufendrücke zueinander (Expansionsverhältnis) bleibt somit unter der Voraussetzung der Proportionalität zwischen absolutem Stufendruck und Dampfmenge bei verschiedenen Belastungen unverändert. Da sich nun bei Expansionsdüsen das Verhältnis des Austrittquerschnittes zum engsten Querschnitt auf Grund der Zeunerschen Ausflußformeln als reine Funktion des Druckverhältnisses darstellen läßt, wenn man von der geringen Veränderung des Expansionsexponenten für die Adiabate mit der Lage im Dampfgebiet absieht, so folgt, daß eine erweiterte Düse auch bei geänderter Belastung angenähert immer das richtige Verhältnis des Austrittquerschnittes zum engsten Querschnitt aufweist. Mit genügender Genauigkeit gilt diese Folgerung bei Drosselregelung für alle Stufen mit Ausnahme der letzten, bei Füllungsregelung aber, wo nur eine Düsenabsperrung in der ersten Düsengruppe erfolgt, mit Ausnahme der ersten und letzten Stufe, denn es ändert sich bei beiden Regelverfahren das Expansionsverhältnis der letzten Stufe mit geänderter Belastung. Für die Füllungsregelung kommt aber noch eine Aenderung des Expansionsverhältnisses der ersten Stufe hinzu, weil in dieser der Druck bei abnehmender Belastung sinkt, während er vor den Düsen der ersten Stufe gleich bleibt. Bei geringerer Belastung ist also hier die erste Düse zu wenig erweitert, und zwar tritt der Dampfstrahl mit um so größeren Ueberdruck aus der ersten Düse aus, je geringer die Belastung ist.

Eine zu geringe Erweiterung der Düse hat jedoch, wie ich auf Grund einer Reihe von mir selbst angestellter Versuche schließen kann, keinen meßbaren Einfluß auf die Energieausnutzung. Hier stellt sich, besonders wenn der Spalt zwischen Düsenaustritt und Laufradeintritt genügend groß ist, wahrschein-

lich schon von selbst, sei es durch den Einfluß der Dicke der Leitschaufeln oder durch eine geringe Richtungsablenkung des austretenden Strahles das richtige Expansionsverhältnis her. Sicheren Aufschluß hierüber können jedoch erst umfangreiche und äußerst genau durchgeführte Versuche geben.

Auf Grund der Zeunerschen Ausflußformeln ergibt sich noch, so lange die Proportionalität zwischen Druck und Dampfmenge gültig ist, daß das Verhältnis der in einer Stufe, z. B. der $(n+1)$., auftretenden Austrittgeschwindigkeit c_{n+1} zur zugehörigen kritischen Geschwindigkeit (Schallgeschwindigkeit) $c_{n\varkappa}$, die zum Anfangsdruck p_n der $(n+1)$. Stufe (oder dem Druck und Dampfzustand in der vorhergehenden $n$ten Stufe) gehört, unverändert bleibt.

Es ist nämlich

$$\frac{c_{n+1}}{c_{n\varkappa}} = \sqrt{\frac{\mu+1}{\mu-1}\left(1-\left(\frac{p_{n+1}}{p_n}\right)^{\frac{\mu}{\mu}}\right)}$$

($\mu = 1{,}035 + 0{,}1\,x$ für nassen Dampf, $\mu = 1/3$ für überhitzten Dampf).

Da für die mittleren Stufen in der Turbine $\frac{p_{n+1}}{p_n}$ sich nicht verändert, so ändert sich nach dieser Gleichung das Geschwindigkeitsverhältnis sowie das Verhältnis des in einer Stufe umgesetzten Gefälles zum zugehörigen kritischen Gefälle nicht.

Mit Ausnahme der ersten und letzten Stufe bei Füllungsregelung, der letzten Stufe bei Drosselregelung, wird also in einer Stufe, die bei Vollast mit einem kleineren Gefälle als das zugehörige kritische Gefälle arbeitet, auch bei Entlastung ein kleineres Gefälle als das gerade entsprechende kritische auftreten. Nun ändert sich mit dem Druck, besonders bei Drosselung und nicht zu weit gehender Entlastung, das kritische Gefälle längs der Drosselkurve außerordentlich wenig, so daß innerhalb nicht zu weiter Belastungsgrenzen das Gefälle in den mittleren Stufen fast unverändert bleibt und die Gefälleveränderung innerhalb der Fehlergrenzen der Messung liegt. (Vergl. die Fig. 30 bis 35.)

IV) Die Beeinflussung der Gefälleveränderung in einer Turbine durch die Regelung bei Entlastung.

Für die Wirtschaftlichkeit einer mehrstufigen Turbine ist die Gefälleverteilung auf die einzelnen Druckstufen von entscheidender Bedeutung. Das Bestreben im Turbinenbau wird naturgemäß immer darauf gerichtet sein, mit möglichst geringem Aufwand an Stoff und konstruktiven Mitteln die größtmögliche Ockonomie auch bei geänderter Belastung zu erreichen. Die Gefälleverteilung bei Belastungsänderungen und die Leistungsentwicklung in der Turbine hängt nun ab von der Regelung, ob diese Drossel- oder Füllungsregelung ist.

Die genaue Ermittlung der Leistung und der Gefälleverteilung in der Turbine bei Belastungsänderungen läßt sich rechnerisch nur auf umständliche Weise durchführen. Notwendig sind hierzu die Wirkungsgradkurven der Beschauflung der einzelnen Stufen, letztere lassen sich jedoch ziemlich genau durch den Versuch oder die Rechnung feststellen. Auf verhältnismäßig einfachem Wege kann die Veränderung der Druckverteilung mit der stündlichen Dampfmenge für Turbinen mit wenig Druckstufen vorausberechnet werden, während die genaue Berechnung bei vielstufigen Turbinen auf umständliche und langwierige Rechnungen führt.

1) Rechnerische Ermittlung der Druckverteilung bei geänderter Belastung.

Bevor auf die Erörterung der Ergebnisse von Rechnung und Versuch eingegangen wird, soll kurz der Weg erläutert werden, auf dem sich eine strenge Berechnung der Druck- und Gefälleverteilung für Turbinen mit nicht zuviel Druckstufen bei gänderter Last durchführen läßt.

Es soll eine Turbine mit nur wenig Druckstufen, höchstens 10∞11, angenommen werden. Voraussetzung ist dabei, daß das Gefälle in den einzelnen Stufen größer oder mindestens gleich dem zugehörigen kritischen ist, das dem Anfangszustand der betreffenden Stufe entspricht. Als Vertreter dieser Turbinen können die Curtis- und die Zoellyturbine gelten.

Entsprechend der Voraussetzung, daß das Gefälle in den einzelnen Stufen immer größer als das zugehörige kritische sein soll, ist die durch den engsten Dü enquerschnitt F gehende Dampfmenge G gegeben durch

$$G = \psi F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

Bezieht sich G auf die Stunde und ist F in qmm gegeben, so ist bei trocken gesättigtem Dampf der Faktor $\psi = 0{,}72$, bei überhitztem Dampf $\psi = 0{,}759$.

Im J-S-Diagramm läßt sich dann der Vorgang der Zustandsänderung in einer Stufe bekanntlich folgendermaßen darstellen, siehe Fig. 11. Ist der Anfangszustand des Dampfes beim Drucke p_1 durch den Punkt A gegeben und ist

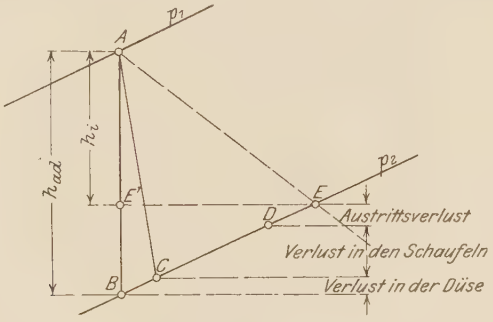

Fig. 11.

p_2 der Endruck der Expansion, so stellt die vom Punkte A bis zum Schnittpunkt B mit der Isobare gezogene Senkrechte in ihrer Länge das verfügbare adiabatische Wärmegefälle $AB = h_{ad} = A \frac{c_0^2}{2g}$ dar.

Da entsprechend des Voraussetzung einer Druckturbine in den Laufschaufeln keine weitere Expansion mehr eintritt, so erfolgt die weitere Zustandsänderung in den Laufschaufeln bei unveränderlichem Druck unter entsprechender Steigerung der spezifischen Dampfmenge oder der Temperatur durch die Reibungsverluste in den Lauf- und Umkehrschaufeln. Da schon die Expansion in der Düse nicht verlustfrei vor sich geht, so hat man als Expansionslinie in der Düse keine Adiabate, vielmehr bedingt die Reibung in der Düse, daß die Expansionslinie einen ungefähr durch die Kurve AC dargestellten Verlauf nimmt. Der senkrechte Abstand der Punkte BC stellt dann den Verlust in der Düsse dar. Die weitere Zustandsänderung erfolgt nun in einem reinen Aktionsrad bei unveränderlichem Druck, wobei die Reibung des Dampfes an den Schaufeln eine Erhöhung des Wärmeinhaltes bedingt, so daß der Dampf aus der letzten Laufschaufel mit dem durch Punkt D gegebenen Zustand austritt.

Der Betrag der Erhöhung des Wärmeinhaltes durch die Reibung ist durch den senkrechten Abstand der Punkte C und D gegeben. Da bei Turbinen mit wenig Druckstufen meistens auf die Ausnützung der Austrittsenergie verzichtet wird, so macht sich ihre Vernichtung in einer weiteren Erhöhung des Wärmeinhaltes des austretenden Dampfes bemerkbar, so daß der Anfangspunkt E für die Zustandsänderung in der nächsten Stufe um den Wärmewert der Austrittsenergie über D liegt. Die an den Radumfang übertragene Arbeit ist dann durch den senkrechten Abstand der Punkt E und A gegeben, welcher als indiziertes Gefälle h_i bezeichnet wird; mit dem Wirkungsgrad η_i ist h_i durch $h_i = \eta_i \times \frac{c_0^2}{2g}$ bestimmt.

Variieren wir nun die Gefälle $h = AB$, $h_1 = AB_1$, $h_2 = AB_2$, $h_3 = AB_3$ usw., s. Fig. 11a, so erhalten mir vermittels der Geschwindigkeitsdreiecke oder einfacher,

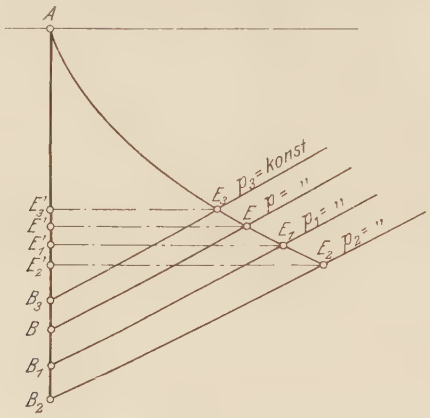

Fig. 11a.

falls man die Wirkungsgradkurve der verwendeten Beschauflung kennt, vermittels des Verhältnisses $\frac{u}{c_0} = \frac{u}{91{,}5\sqrt{h}}$ zu jedem Gefälle einen bestimmten indizierten Wirkungsgrad η_i. Die Anfangspunkte E, E_1, E_2, E_3 usw. für die Expansion in der nächsten Stufe liegen dann im Abstand $h_i = \eta_i h = AE'$, $h_i = \eta_{i1} h_1 = AE_1'$ usw. unter der durch A gehenden Wagerechten. Sie sind bestimmt als Schnittpunkte der Isobaren durch B, B_1, B_2, B_3 ... mit den im Abstand $h_i = \eta_i h$, $h_{i1} = \eta_{i1} h_1$, $h_{i2} = \eta_{i2} h_{i2}$, $h_{i3} = \eta_{i3} h_3$ unterhalb des Punktes A gezogenen Wagerechten. Man erhält auf diese Weise zu jedem Punkt B einen Punkt E zugeordnet, der den Endzustand der gesamten Zustandsänderung in der untersuchten Stufe angibt. Bei verschiedenen adiabatischen Gefällen läßt sich also die Zustandsänderung durch eine die Punkte A, E, E_1, E_2, E_3 ... verbindende Kurve darstellen, welche durch Berechnung mehrerer Punkte E leicht konstruiert werden kann.

Zur Bestimmung des Anfangspunktes der nächstfolgenden, oder des Endpunktes der Zustandsänderung in der untersuchten Stufe für eine bestimmte gegebene stündliche Dampfmenge G' haben wir nun die zwei Bedingungen, daß dieser Punkt einmal auf der Kurve A, E, E_1, E_2, E_3 ... liegen, anderseits so gewählt sein muß, daß bei den zugehörigen Druck- und Temperaturverhältnissen gerade die Dampfmenge G' stündlich durch den engsten Düsenquerschnitt der nächsten Stufe geht. Da wir die Voraussetzung machten, daß in sämtlichen Stufen ein adiabatisches Gefälle auftritt, das größer oder mindestens gleich dem zugehörigen kritischen ist, so ist für die durch die Düsen gehende Dampf-

menge nur der Dampfzustand vor diesen bestimmend. In jedem Punkte der Kurve A, E, E_1, E_2, E_3 ... ist nun der Dampfzustand bekannt, sowohl nach Druck als auch nach Temperatur oder spezifischer Dampfmenge. Es läßt sich also für jeden Punkt E, E_1, E_2, E_3 ... die durch die Düsen der nächsten Stufe strömende Dampfmenge vermittels der Gleichung $G = \psi \sqrt{\frac{p}{v}} F$ berechnen, wo F der engste Düsenquerschnitt in qmm, p und v die dem betreffenden Punkte E zugehörigen Werte des absoluten Druckes in kg/cm und des spezifischen Volumens in m^3/kg sind. Für ψ ist je nach dem Dampfzustand $\psi = 0{,}72$ (gesättigt) oder $\psi = 0{,}759$ (überhitzt) zu setzen. Man kann sich so für die einzelnen Punkte E, E_1, E_2, E_3 ... die stündlich durch den nächsten engsten Düsenquerschnitt gehenden Dampfmengen G, G_1, G_2, G_3 ... ausrechnen.

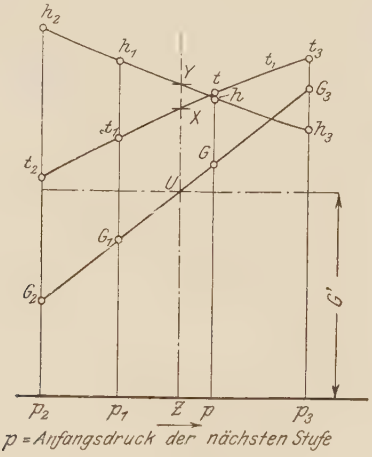

Fig. 11b.

Um nun den richtigen Wert des Enddruckes der Expansion in der untersuchten Stufe für die gegebene Dampfmenge G' zu erhalten, trägt man über den Drücken p, p_1, p_2, p_3 ..., auf denen die Punkte E, E_1, E_2, E_3 ... liegen, die stündlichen Dampfmengen G, G_1, G_2, G_3 ... als Ordinaten auf, siehe Fig. 11b. Der Schnittpunkt U der so erhaltenen G-Kurve mit der Wagerechten, deren Abstand von der Abszissenachse die Dampfmenge G' angibt, für welche die Druckverteilung berechnet werden soll, liefert dann durch eine Projektion Z auf die Abszissenachse den gesuchten Wert des Druckes.

Man kann dann gleichzeitig das adiabatische Gefälle in der untersuchten, sowie die Anfangstemperatur für die nächste Stufe bestimmen, indem man die Gefälle h, h_1, h_2, h_3 ..., sowie die den Punkten E, E_1, E_2, E_3 ... zukommenden Temperaturen t, t_1, t_2, t_3 ... ebenfalls über p aufträgt. Die Schnittpunkte Y und X mit der Ordinate ZU liefern dann die gesuchten Werte von h und t. Im Sättigungsgebiet tritt an die Stelle der Temperatur t die spezifische Dampfmenge x.

Die so gefundenen Werte von h und t bezw. x müssen dann noch im J-S-Diagramm und durch Aufzeichnen des Geschwindigkeitsdreieckes oder durch Benützung der Wirkungsgradskurve auf ihre Richtigkeit nachgeprüft werden.

Beispiele für diese Bestimmung der Druckverteilung in einer gegebenen Turbine mit nur wenig Druckstufen bei Aenderungen in der stündlichen Dampfmenge finden sich in der weiter unten in ihren Einzelheiten gebrachten Berechnung einer dreistufigen Curtisturbine für verschiedene Dampfmengen.

Für die Bestimmung der Druckverteilung in mehrstufigen Turbinen hat Stodola ein Verfahren angegeben (siehe Stodola, III. A. S. 115 und 415). Die genaue Berechnung hiernach nimmt jedoch sehr viel Zeit in Anspruch, außerdem genügt es für die meisten praktisch vorkommenden Fälle, die Druckverteilung auf Grund der Proportionalität zwischen absolutem Druck und Dampfmenge zu berechnen.

2) Rechnungsbeispiel einer dreistufigen Curtisturbine mit zweikränzigen Rädern.

Nach der oben entwickelten Methode sind im Folgenden die Druck- und Gefälleverteilungen für verschiedene stündliche Dampfmengen für eine dreistufige Curtis-Turbine mit je zwei Laufkränzen in jeder Stufe berechnet worden, nachdem die Düsenquerschnitte einer jeden Stufe der Turbine auf Grund der Berechnung für Vollast festgelegt sind. Die Berechnung ist durchgeführt für Dampfmengen, welche $^3/_4$, $^1/_2$ und $^1/_4$ der vollen betragen, und zwar für Drosselwie für Füllungsregelung.

Als gegebene Größen sind angenommen:

1) Stündliche Dampfmenge: 7000 kg/st, entsprechend einer Leistung der Turbine von etwa 1000 bis 1200 KW an den Dynamoklemmen.

2) Anfangszustand des Dampfes:

Druck . . . . . $p_1 = 12{,}0$ at abs.
Temperatur . . . . . $t_1 = 300^0$ C.

Hierfür bestimmt sich aus der Mollierschen Formel oder mittels des J-p-Diagrammes das Volumen zu:

$$v_1 = \frac{47\,T}{p} - \mathfrak{V} + 0{,}001 = \frac{47 \cdot 573}{12000} - 0{,}0063 + 0{,}001 = 0{,}2251 - 0{,}0063 + 0{,}001$$
$$= 0{,}2189 \text{ m}^3 \text{ kg}$$

(vergl. Mollier, Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf.)

Wärmeinhalt am Anfang . . . . . $i_1 = 730{,}3$ WE.

3) Endzustand: absoluter Druck bei Vollast im Abdampfraum der Turbine: 0,08 at abs. Bei Entlastung ändere sich dieser Druck nach dem in Fig. 14 dargestellten Verlauf, der sich, als auf analoge Verhältnisse begründet, als ungefähr richtig erweisen dürfte.

4) Umlaufzahl: $n = 3000$.

Der Laufraddurchmesser sei in sämtlichen drei Stufen der gleiche, und zwar 1220 mm. Dies ergibt eine Umfangsgeschwindigkeit $u = 191{,}8$ m sk.

Für sämtliche Stufen soll die gleiche Beschaufelung verwendet werden, deren Winkel folgende sein sollen:

Düseneigung . . . . . 20°.
Austrittswinkel des 1. Laufkranzes . . . . . 22°.
» 1. Leitkranzes . . . . . 30°.
» 2. Laufkranzes . . . . . 42°.

(Vergl. das Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 15.)

Die Längen der Schaufeln sind dann zwar in den einzelnen Stufen verschieden, wenn nicht zu große Verschiedenheiten in der Größe der Beaufschlagung auftreten sollen.

Für eine Beschaufelung mit diesen Winkeln ist die Wirkungsgradskurve Fig. 6 für zweikränzige Aktionsräder unter Annahme der Geschwindigkeits-

koeffizienten $\varphi = 0{,}94$ für die Düse und $\psi = 0{,}86$ für die Lauf- und Leitschaufeln entworfen (vergl. Fig. 15). Das Rechnen mit dieser Wirkungsgradskurve hat dann den Vorteil, daß man das Aufzeichnen der Geschwindigkeitsdreiecke umgeht und für jeden Wert $\frac{u}{c_0}$ gleich den Wert des Wirkungsgrades entnehmen kann.

Die Berechnung ist durchgeführt zuerst für die volle Dampfmenge von 7000 kg/st. Aus den für Vollast ermittelten Düsenquerschnitten sind dann unter Benutzung des oben entwickelten Verfahrens die Druckverteilung, die Gefälle in den einzelnen Stufen, die indizierte Leistung, der Dampfverbrauch usw. bei den stündlichen Dampfmengen von 5250 kg st, 3500 kg/st und 1750 kg st ermittelt, sowohl für Drossel- wie für Füllungsregelung.

Die Gefälleverteilung bei Vollast ist so angenommen, daß in jeder Stufe das gleiche adiabatische Gefälle zur Entwicklung gelangt. Die indizierte Leistung der einzelnen Stufen ist dann trotz des gleichen mittleren Durchmessers etwas voneinander verschieden, da in den einzelnen Stufen wegen der Verluste durch die Zwischenstopfbüchsen nicht die gleichen Dampfmengen arbeiten; die erste Stufe, in der das volle stündliche Dampfgewicht arbeitet, hat dabei naturgemäß die größte indizierte Leistung. Die Stopfbüchsenverluste sind so in Rechnung gesetzt, daß für die Zwischenstopfbüchsen bei einem Wellendurchmesser von 100 mm für den Dampfdurchtritt ein offener Spalt von 0,1 mm bleibt; die Außenstopfbüchse ist als absolut dicht angenommen.

Die Rechnung führt bei beiden Regelungsmethoden hinsichtlich der Gefälleverteilung, des indizierten Wirkungsgrades sowie des Dampfverbrauches zu voneinander verschiedenen Resultaten, die auch qualitativ in vollkommener Weise von den weiter unten erörterten Versuchen an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW bestätigt werden. Der Prozeß der Zustandsänderung in der Turbine ist in den Fig. 12 und 13 mit Hülfe des *J-S*-Diagrammes veranschaulicht, und zwar gibt Fig. 12 den Verlauf der Zustandsänderung bei Drosselregelung, Fig. 13 den bei Füllungsregelung wieder.

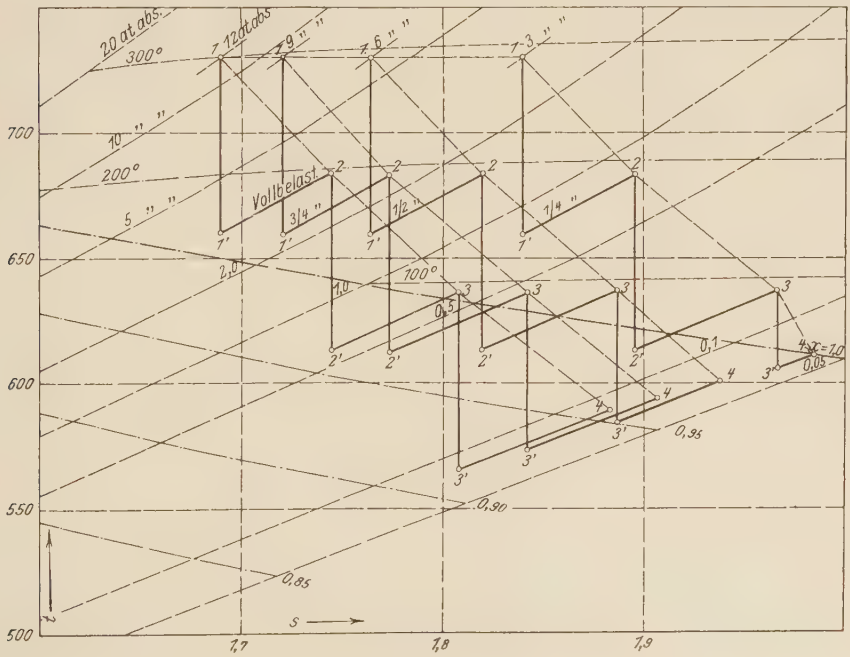

Fig. 12. Dreistufige Curtis-Turbine (zweikränzig), Drosselregelung.

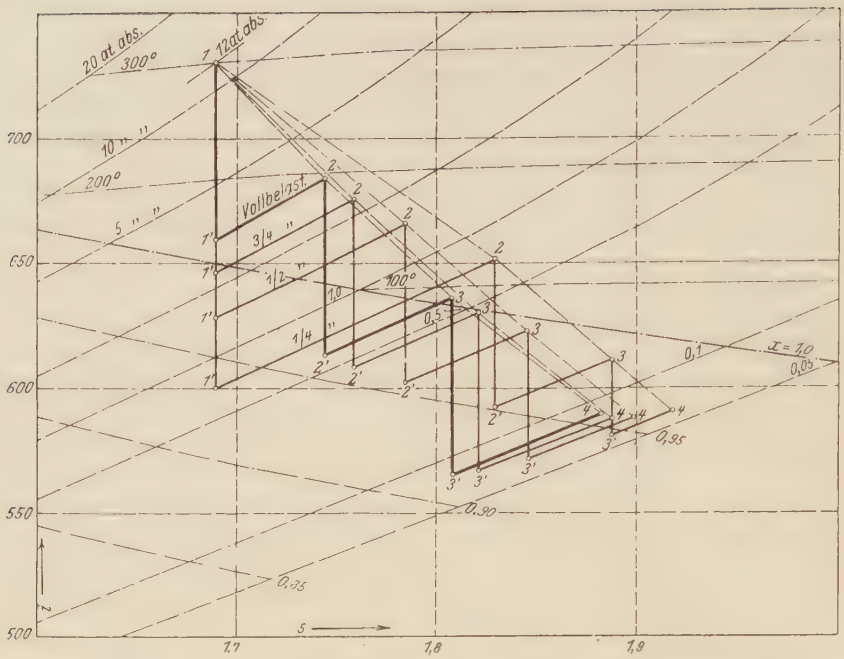

Fig. 13. Dreistufige Curtis-Turbine (zweikränzig), Füllungsregelung.

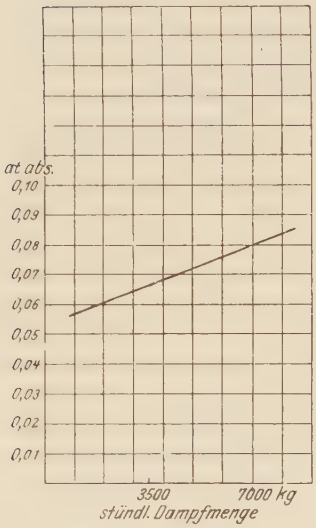

Fig. 14. Dreistufige Curtis-Turbine. Luftleere.

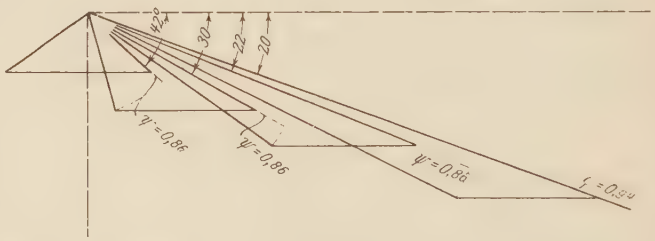

Fig. 15. Dreistufige Curtis-Turbine. Geschwindigkeitsdreieck für Vollast. wird: 1 mm = 2,5 m/sk. Vollast: Gefälle in jeder Stufe = 70,4 WE. $C_0 = 768$ m/sk. $n_i = 66{,}5$ vH, $\frac{u}{C_0} = 0{,}25$ vH.

Gang der Berechnung.

1) Berechnung für Vollast.

Entsprechend dem Anfangszustand $p_1 = 12{,}0$ at abs., $t_1 = 300^0$ und dem Vakuum von 0,08 at abs. ergibt sich vermittelst des J-S-Diagrammes ein adiabatisches Gesamtgefälle von 201 WE.

Da nun infolge der durch die Reibungsverluste und die Vernichtung der Austrittsenergie bedingten Entropiezunahme die Anfangspunkte für die Expansion

in der 2. und 3. Stufe nicht auf der durch den Anfangspunkt gehenden Adiabaten, sondern im J-S-Diagramm rechts davon liegen, kommt hier die Divergenz der Isobaren im J-S-Diagramm zur Geltung, so daß die Summe der adiabatischen Einzelgefälle in den Stufen größer ist als das durch den Anfangszustand und das Vakuum bestimmte adiabatische Gesamtgefälle. Dieser Umstand bedingt auch, daß der indizierte Wirkungsgrad der ganzen Turbine, d. h. das Verhältnis der Summe aus den in den Einzelstufen entwickelten indizierten Gefällen zum adiabatischen Gesamtgefälle, größer ist als der Wirkungsgrad der einzelnen Stufen.

Die Druckverteilung in der Turbine bei Vollast derart, daß auf jede Stufe das gleiche adiabatische Einzelgefälle kommt, kann nur auf dem Wege des Probierens gefunden werden. Man nimmt zu diesem Zwecke die Summe der Einzelgefälle um 3 bis 7 vH größer an als das Gesamtgefälle; bei der vorliegenden dreistufigen Turbine liegt dann das Einzelgefälle zwischen den Werten $\frac{1{,}03 \cdot 201}{3} = 69{,}5$ und $\frac{1{,}07 \cdot 201}{3} = 71{,}6$ WE. Man wählt dann einen Zwischenwert und sieht, ausgehend vom Anfangszustand unter gleichzeitiger Aufzeichnung der Geschwindigkeitsdreiecke oder einfacher unter Benutzung der Wirkungsgradkurve, nach, ob man mit dem angenommenen Einzelgefälle auf das gegebene Vakuum gelangt. Nach einigem Probieren findet man dann schnell den richtigen Wert des Einzelgefälles. Für den vorliegenden Fall ergibt sich, daß unter Zugrundelegung der Wirkungsgradskurve Fig. 6 für zweikränzige Räder oder bei Aufzeichnung des Geschwindigkeitsdiagrammes Fig. 15 bei einem Einzelgefälle von 70,4 WE das gegebene Vakuum von 0,08 at abs. erreicht wird.

Nachdem so der Wert des Einzelgefälles festgelegt ist, kann man ohne weiteres die übrigen Größen berechnen. Es sei noch bemerkt, daß nur für die Umfangsgeschwindigkeit von 191,8 m/sk der Wert des Einzelgefälles von 70,4 WE für alle 3 Stufen gilt.

Die Aufzeichnung des Geschwindigkeitsdreieckes, Fig. 15, ergibt den indizierten Wirkungsgrad zu 66,5 vH für alle drei Stufen, die mit den in Fig. 15 angegebenen Winkeln und Geschwindigkeitskoeffizienten bestimmte Wirkungsgradskurve Fig. 6 liefert den gleichen Wert.

Ausgehend vom Anfangspunkt trägt man im J-S-Diagramm, siehe Fig. 12 oder 13, das adiabatische Gefälle 70,4 WE nach unten ab und gelangt damit auf den Druck $p = 3{,}10$ at abs. als Anfangsdruck für die 2. Stufe. Den Anfangspunkt für diese findet man dadurch, daß er einmal auf der Isobare $p = 3{,}10$ at abs. liegen muß, außerdem muß sein Wärmeinhalt nur den Betrag des in der ersten Stufe auftretenden indizierten Gefälles kleiner sein als der Wärmeinhalt beim Eintritt in die Turbine; er findet sich also als Schnittpunkt der Isobaren $p = 3{,}10$ at abs. mit der im Abstand $h_i = 0{,}665 \cdot 70{,}4 = 46{,}8$ WE unterhalb des Punktes $p = 12{,}0$ at abs., $t = 300^0$ gezogenen Horizontalen. Die Anfangstemperatur für die 2. Stufe folgt dann zu $t = 194^0$ aus dem J-S-Diagramm. Das diesem Punkt $p = 3{,}10$ at abs. und $t = 194^0$ zugehörige Volumen findet sich mit Hülfe der Mollierschen Gleichung oder noch einfacher aus dem J-p-Diagramm zu:

$$v = \frac{47 \cdot 467}{31000} - 0{,}0125 + 0{,}001 = 0{,}6965 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Ausgehend von diesem Punkt $p = 3{,}1$ at abs. $t = 194^0$ erhält man durch Abtragen des adiabatischen Gefälles von 70,4 WE nach unten den Druck 0,60 at abs. als Anfangsdruck für die 3. Stufe. Da in der 2. Stufe das adiabatische Gefälle das gleiche wie in der 1. Stufe ist, so ist auch der indizierte Wirkungsgrad,

abgesehen von seiner Beeinflussung durch die Dampfdichte der gleiche geblieben. Der Anfangspunkt für die Expansion in der 3. Stufe findet sich dann als Schnittpunkt der Isobaren $p = 0{,}60$ at abs. mit der um $0{,}665 \cdot 70{,}4 = 46{,}8$ WE unter dem Anfangspunkt der 2. Stufe liegenden Horizontalen. Das *J-S*-Diagramm gibt für diesen Punkt eine Temperatur von 91° an, das zugehörige Volumen ist:

$$v = \frac{47 \cdot 364}{6000} - 0{,}029 + 0{,}91 = 2{,}828.$$

Von dem Punkte $p = 0{,}60$ at abs. $t = 91°$ wieder 70,4 WE nach unten abgetragen, ergibt als Endpunkt der Expansion in der 3. Stufe den Druck von 0,08 at abs., also das für Vollast zur Verfügung stehende Vakuum. Der Austrittspunkt des Dampfes aus der Turbine liegt auf der Isobare $p = 0{,}08$ wieder um 46,8 WE unter dem Anfangspunkt der 3. Stufe.

Die Wahl des Einzelgefälles von 70,4 WE hat sich also als für die vorliegenden Verhältnisse richtig gezeigt. Die Summe der Einzelgefälle ist dann 211,2 WE, d. h. um 5 vH größer als das adiabatische Gesamtgefälle durch den Anfangspunkt.

Nachdem so die entsprechenden Größen für die einzelnen Stufen festgelegt sind, lassen sich die engsten Düsenquerschnitte in jeder Stufe, die für die Einhaltung der berechneten Drücke allein maßgebend sind, festlegen. Die Querschnitte ergeben sich aus der Gleichung:

$$F = \frac{G}{\psi \sqrt{\frac{p}{v}}}.$$

Da die Anfangspunkte der einzelnen Stufen noch im Ueberhitzungsgebiet liegen, ist $\psi = 0{,}759$ zu setzen, wenn G in kg pro Stunde, p in kg/cm² (abs.) und v in m³/kg eingesetzt werden. F erhält man dann in mm².

Die engsten Düsenquerschnitte sind dann für die

1. Stufe: $F_m = \frac{7000}{0{,}759 \sqrt{\frac{12{,}0}{0{,}2189}}} = \frac{7000}{5{,}61} = 1249$ mm²,

2. Stufe: $F_m = \frac{7000}{0{,}759 \sqrt{\frac{3{,}10}{0{,}6965}}} = \frac{7000}{1{,}6} = 4375$ mm²,

3. Stufe: $F_m = \frac{7000}{0{,}759 \sqrt{\frac{0{,}60}{2{,}828}}} = \frac{7000}{0{,}3435} = 20400$ mm².

In der 2. und 3. Stufe sind die Düsenquerschnitte um den Stopfbüchsenspalt von $100 \pi 0{,}1 = \infty 32$ mm² zu verkleinern, so daß als reine Düsenquerschnitte in Betracht kommen:

1. Stufe . . . . . 1249 mm²,
2. » . . . . . 4343 »
3. » . . . . . 20368 » .

Die indizierte Leistung berechnet sich dann auf Grund der Gleichung

$$N_i = \frac{G\, h_i}{632} \text{ PS}_i.$$

Unter G ist dabei das in der betreffenden Stufe arbeitende nützliche Dampfgewicht pro Stunde abzüglich des Verlustes durch die Zwischenstopfbüchse verstanden. Der Stopfbüchsenverlust berechnet sich für die

2. Stufe zu $G_{verl} = 32 \cdot 1{,}6 = \infty 51{,}0$ kg/st,
3. » » $G_{verl} = 32 \cdot 0{,}3435 = \infty 11{,}0$ » .

Die Stopfbüchsenverluste können auch in PS_i ausgedrückt werden auf Grund der Gleichung

$$N_{i\,verl} = \frac{G_{verl}\, h_i}{632}\ PS_i.$$

Hiermit folgen die in Zahlentafel 1, erste Spalte, für Drossel- wie für Füllungsregelung bei Vollast gleichen Werte der indizierten Leistungen der einzelnen Stufen.

Es sei noch bemerkt, daß sich durch eine andere Wahl der Umfangsgeschwindigkeit sowie durch eine andere Gefälleverteilung etwas bessere Ergebnisse in der Wirtschaftlichkeit bei Vollast erzielen lassen, die nähere Erörterung dieser Verhältnisse geht jedoch über den Zweck vorliegender Arbeit hinaus.

2) Berechnung für $^3/_4$, $^1/_2$ und $^1/_4$ der vollen Dampfmenge.

Für die folgenden Berechnungen sind die engsten Düsenquerschnitte gegeben, des weiteren die stündlichen Dampfmengen sowie das Vakuum im Abdampfraum der Turbine (siehe Fig. 14). Bei der Durchrechnung für Drosselregelung ist der Zustand des Dampfes vor dem Drosselventil wieder zu $p_1 = 12{,}0$ at abs. und $t_1 = 300^0$ angenommen, ebenso bei Füllungsregelung vor den Düsen der ersten Stufe.

Berechnung für Drosselregelung.

Die längs der von $p_1 = 12{,}0$ at abs. und $t_1 = 300^0$ ausgehenden Drosselkurve $i_1 =$ konst stündlich durch 1 qmm des engsten Querschnittes der ersten Düsengruppe strömenden Dampfmengen sind in beiliegender Zahlentafel ausgerechnet und in Fig. 16 als Funktion des Enddruckes der Drosselung aufge-

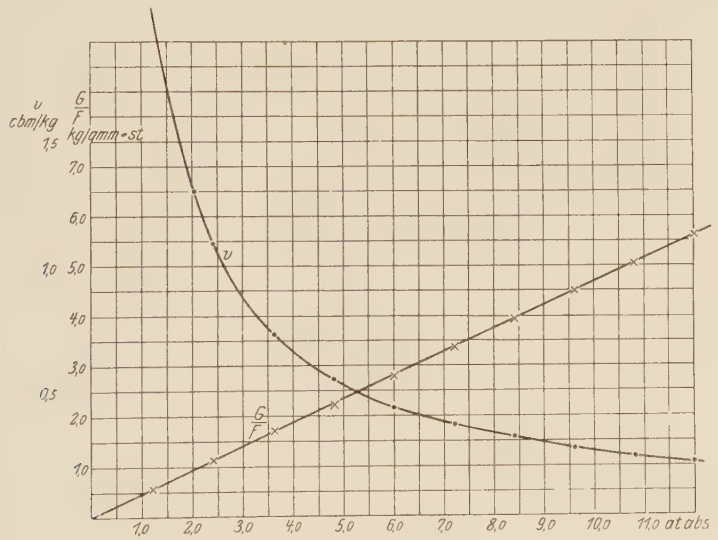

Fig. 16. Spezifisches Volumen v und $\frac{G}{F}$ längs der Drosselkurve.

tragen. Aus Fig. 16 geht hervor, daß längs der Drosselkurve $i_1 = 730{,}3$ WE die durch die Turbine strömenden Dampfmengen dem vor der ersten Düsengruppe herrschenden absoluten Druck direkt proportional sind. Die zu jedem Druck gehörigen Temperaturen sind dabei einfach aus dem J-S-Diagramm abgelesen und die Volumina mittels der Mollierschen Gleichung berechnet.

Zahlentafel zur Berechnung der Volumina und der stündlichen Dampfmengen für 1 mm² längs der Drosselkurve durch $p = 12$ at abs. und $t = 300^0$.

Drosselungsverhältnis Druck vor den Düsen / Kesseldruck =	Druck vor den Düsen	Temperatur vor den Düsen	absolute Temperatur vor den Düsen	$\frac{47\,T}{p}$	$\mathfrak{B}$ (aus den Mollierschen Zahlentafeln durch graphische Interpolation bestimmt)	$\frac{47\,T}{p} - \mathfrak{B}$	v (auf 4 Dezimalen abgerundet)	$\frac{p}{v}$	$\frac{G}{F}$
	at abs.	^{0}C	^{0}C				m³/kg		kg/st-mm²
1,0	12,0	300	573	0,2245	0,00663	0,21787	0,2189	54,9	5,61
0,9	10,8	298,5	571,5	0,2486	0,006635	0,241945	0,2420	44,7	5,06
0,8	9,6	297,0	570	0,2792	0,006640	0,272560	0,2736	35,10	4,49
0,7	8,4	295,5	568,5	0,3180	0,006648	0,311352	0,3124	26,90	3,93
0,6	7,2	294,0	567,0	0,3700	0,006654	0,363346	0,3642	19,75	3,37
0,5	6,0	292,5	565,0	0,4430	0,006660	0,43764	0,4386	13,70	2,84
0,4	4,8	291,0	564,0	0,5525	0,006665	0,545835	0,5486	8,79	2,245
0,3	3,6	289,0	562,0	0,7340	0,006730	0,727270	0,7283	4,95	1,71
0,2	2,4	288,0	561,0	1,0980	0,006780	1,09222	1,0932	2,196	1,138
0,1	1,2	286,0	559,0	2,1900	0,006850	2,18315	2,1842	0,55	0,563

Damit ergeben sich als Anfangszustände vor den Düsen der ersten Stufe für die einzelnen stündlichen Dampfgewichte folgende Werte:

für $^3/_4\,G_{voll} = 5250$ kg/st: $p = 9{,}0$ at abs., $t = 296{,}2^0$,
» $^1/_2\,G_{voll} = 3500$ » : $p = 6{,}0$ » » , $t = 292{,}5^0$,
» $^1/_4\,G_{voll} = 1750$ » : $p = 3{,}0$ » » , $t = 288{,}6^0$.

Auf einen etwaigen Energieverlust durch Strahlung ist dabei keine Rücksicht genommen.

Berechnung der 1. Stufe für 5250 kg/st.

Zur Bestimmung der Leistung ist es notwendig, die Druck- und Gefälleverteilung in der Turbine zu berechnen, nachdem die engsten Düsenquerschnitte durch die Berechnung für Vollast festgelegt sind.

Zur Berechnung der Druckverteilung benutzen wir das oben auseinandergesetzte Verfahren für Turbinen, deren Einzelgefälle größer als die zugehörigen kritischen Gefälle sind.

Um den Anfangspunkt der Expansion in der 2. Stufe oder den Endpunkt der gesamten Zustandsänderung in der 1. Stufe zu bestimmen, nehmen wir, ausgehend von dem Anfangszustand vor den ersten Düsen, 3 verschiedene Gefälle für die 1. Stufe an, nämlich die Gefälle $h_{ad} = 80{,}0,\ 70{,}0,\ 60{,}0$ WE, welche vermittels des J-S-Diagrammes auf die Enddrücke $p = 1{,}89,\ 2{,}37,\ 2{,}92$ at abs. in der ersten Stufe führen. Man kann ebenso statt der Gefälle auch die Enddrücke annehmen und mittels des J-S-Diagrammes die zugehörigen Gefälle bestimmen.

Um das Aufzeichnen der Geschwindigkeitsdreiecke zu sparen, werden die jeweiligen Verhältnisse $\frac{u}{c_0}$ berechnet und dann der Wirkungsgradskurve, Fig. 6, die zugehörigen Wirkungsgrade entnommen.

Die Größe c_0, welche die verlustfreie Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse angibt, folgt mit $c_0 = 91{,}5\sqrt{h_{ad}}$ für

h_{ad} = 80,0 WE 70,0 WE 60,0 WE zu
c_0 = 818 m/sk 765 m/sk 708 m/sk.

Mit der Umfangsgeschwindigkeit $u = 191{,}8$ m/sk finden sich dann folgende Werte für $\frac{u}{c_0}$:

$\frac{u}{c_0}$ = 0,2345 0,251 0,271

und aus der Wirkungsgradskurve, Fig. 6, die zugehörigen Wirkungsgrade:

η_i = 65,4 vH 66,5 vH 67,6 vH,

hieraus dann die indizierten Gefälle $h_i = \eta_i h_{ad}$

h_i = 52,3 WE 46,6 WE 40,6 WE.

Diese indizierten Gefälle ergeben im J-S-Diagramm vom Anfangspunkt $p_1 = 9{,}0$ at abs. $t_1 = 296{,}2^0$ aus nach unten abgetragen auf den Isobaren:

p = 1,89 at abs. 2,37 at abs. 2,92 at abs.

die Temperaturen

t = 173,7° 192° 205°

als Anfangstemperaturen für die Expansion in der 2. Stufe, falls einer von diesen so bestimmten Punkten als Anfangspunkt für die 2. Stufe richtig erraten wäre.

Zur Bestimmung des richtigen Wertes des Anfangspunktes dient uns nun die stündlich durch die Turbine fließende Dampfmenge von 5250 kg.

Wir rechnen also für obige Drücke und Temperaturen:

p = 1,89 at abs., t = 173,7° C
p = 2,37 at abs., t = 192° C
p = 2,92 at abs., t = 205° C

die durch den engsten Düsenquerschnitt der 2. Stufe + Stopfbüchsenspalt $F = 4375$ mm² getrennten Dampfmengen aus vermittels der Gleichung $G = \psi F \sqrt{\frac{p}{v}}$. Für ψ ist, da wir uns im Gebiet der Ueberhitzung befinden, der Wert $\psi = 0{,}759$ zu setzen.

Die Volumina finden sich nach der Mollierschen Gleichung $v = \frac{47\,T}{p} + 0{,}001 - \mathfrak{V}$ unter Benutzung der Tabellen für die Temperaturfunktion $\mathfrak{V}$. Man findet so für:

1) $p = 1{,}89$ at abs., $t = 173{,}7^0$, $T = 446{,}7^0$

$$v = \frac{47 \cdot 446{,}7}{18\,900} + 0{,}001 - 0{,}0191 = 1{,}0919 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

2) $p = 2{,}37$ at abs., $t = 192^0$, $T = 465^0$

$$v = \frac{47 \cdot 465}{23\,700} + 0{,}001 - 0{,}0127 = 0{,}9103 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

3) $p = 2{,}92$ at abs., $t = 205^0$, $T = 478^0$

$$v = \frac{47 \cdot 478}{29\,200} + 0{,}001 - 0{,}0116 = 0{,}7594 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Hiermit finden sich folgende Werte von $\frac{G}{F}$:

$\frac{G}{F}$ = 0,998 1,220 1,489 kg/mm² st

und mit dem Querschnitt $F = 4375$ mm² die Dampfmengen

G = 4360 5340 6480 kg/st.

Wir müssen nun denjenigen Druck und die ihm durch die Wirkungsgradskurve, Fig. 6, zugeordnete Temperatur so bestimmen, daß die Dampfmenge den Wert 5250 kg/st erreicht. Am einfachsten geschieht dies graphisch, indem wir über den angenommenen Anfangsdrücken der 2. Stufe als Abszissen die Dampfgewichte G als Ordinaten auftragen, siehe Fig. 17. Da, wo dann die so erhaltene G-Kurve den Betrag 5250 kg/st erreicht, liegt der gesuchte Anfangsdruck für die 2. Stufe. Man kann auch die Wärmegefälle h_{ad} in der 1. Stufe und die Anfangstemperaturen für die 2. Stufe mit einzeichnen, wodurch wir dann das in der 1. Stufe entwickelte adiabatische Wärmegefälle sowie die Anfangstemperatur der 2. Stufe graphisch bestimmen können; die so erhaltenen Werte müssen wir jedoch noch mit Hülfe des J-S-Diagrammes nachkontrollieren.

Die Aufzeichnung der G über p ergibt, siehe Fig. 17, dann, daß die Kurve der G den Wert 5250 kg/st bei einem Druck von 2,325 at abs. als Anfangsdruck

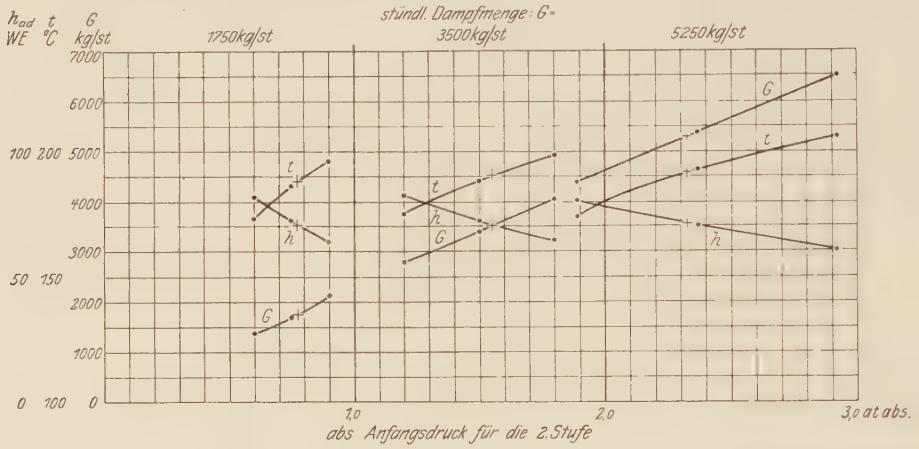

Fig. 17. t = Anfangstemperatur für die 2. Stufe. Drosselregelung. h_{ad} = adiabatisches Gefälle in der 1. Stufe. Bestimmung des Gefälles in der 1. Stufe.

für die 2. Stufe schneidet, für diesen Druck folgt dann aus der Kurve der h_{ad} das in der 1. Stufe entwickelte adiabatische Gefälle zu $h_{ad} = 70{,}4$ WE und die Temperaturkurve liefert die Temperatur $t = 191^0$ für den Beginn der 2. Stufe. Das $h_{ad} = 70{,}4$ WE wird dann noch im J-S-Diagramme nachkontrolliert. Die Kontrolle für die Anfangstemperatur $t = 191^0$ der 2. Stufe erfolgt in der Weise, daß aus $c_0 = 91{,}5\sqrt{70{,}4} = 768$ m/sk mit $\frac{u}{c_0} = 0{,}25$ der Wert η_i aus der Wirkungsgradskurve entnommen und dann das indizierte Gefälle

$$h_i = \eta_i h_{ad} = 0{,}665 \cdot 70{,}4 \text{ WE} = 46{,}8 \text{ WE}$$

berechnet wird. Im J-S-Diagramm findet man dann die Temperatur durch den Schnittpunkt der Isobare $p = 2{,}325$ at abs. mit der im Abstande $h_i = 46{,}8$ WE unterhalb des Anfangspunktes $p = 9{,}0$ at abs., $t = 296{,}2^0$ gezogenen Parallelen, wodurch sich wieder der schon graphisch ermittelte Wert $t = 191^0$ bestimmt.

Nachdem so der Anfangspunkt für die 2. Stufe festgelegt ist, kann die Leistung der 1. Stufe berechnet werden aus der Gleichung

$$N_i = \frac{G \cdot h_i}{632} = \frac{5250 \cdot 46{,}8}{632} = 518{,}0 \text{ PS}_i.$$

Stopfbüchsenverluste treten in der 1. Stufe nicht auf.

Nachdem der Dampfzustand für den Anfang der 2. Stufe bekannt ist, kann das Gefälle in der 2. Stufe und der Anfangszustand für die Expansion in der 3. Stufe auf genau dieselbe Weise bestimmt werden.

Berechnung für Füllungsregulierung.

Der Dampfzustand vor den ersten Düsen ist hier bei verschiedenen Dampfmengen immer der gleiche $p = 12{,}0$ at abs., $t = 300$. Eine Veränderung in der durch die Turbine gehenden Dampfmenge erfolgt hier durch Verkleinerung des Querschnittes der ersten Düsengruppe.

Der engste Querschnitt der ersten Düsen war für Vollast $F = 1249$ mm² bei 7000 kg/st; demnach ist er jetzt für:

$G = 5250$ kg/st	$F = 937$ mm²
$G = 3500$ »	$F = 625$ »
$G = 1750$ »	$F = 312$ » .

Diese Veränderung im Querschnitt erfolgt durch Absperrung einzelner Düsen oder Gruppen von Düsen.

Berechnung der 1. Stufe für 5250 kg/st.

Der Weg der Berechnung ist hier genau derselbe wie bei Drosselregelung.

Zur Bestimmung des Endpunktes der Zustandsänderung in der 1. Stufe nehmen wir die Drücke:

$$p = 3{,}0 \qquad 2{,}5 \qquad 2{,}0 \text{ at abs.}$$

als Enddrücke der Expansion in der 1. Stufe an.

Vom Anfangspunkt $p = 12{,}0$ at abs., $t = 300^0$ C entsprechen diesen Drücken die adiabatischen Gefälle

$$h_{ad} = 72{,}0 \qquad 80{,}0 \qquad 89{,}6 \text{ WE}$$

und die Werte:

$$c_0 = 91{,}5\sqrt{h_{ad}} = 777 \qquad 820 \qquad 866 \text{ m/sk.}$$

$$\frac{u}{c_0} = 0{,}247 \qquad 0{,}234 \qquad 0{,}221.$$

Hiermit ergibt die Wirkungsgradskurve für zweikränzige Räder, Fig. 6, die indizierten Wirkungsgrade:

$$\eta_i = 66{,}2 \qquad 65{,}4 \qquad 64{,}4 \text{ vH}$$

und die indizierten Gefälle $h_i = \eta_i h_{ad}$:

$$h_i = 47{,}8 \qquad 52{,}4 \qquad 57{,}8 \text{ WE,}$$

womit im J-S-Diagramm auf obigen Drücken sich folgende Temperaturen t als Anfangstemperaturen für die 2. Stufe finden:

$$t = 191^0 \qquad 181^0 \qquad 169^0 \text{ C}$$

und

$$T = 464^0 \qquad 454^0 \qquad 442^0 \text{ C,}$$

hieraus folgt das spezifische Volumen mit

$$\frac{47\,T}{P} = 0{,}727 \qquad 0{,}855 \qquad 1{,}038$$

$$\frac{47\,T}{P} + 0{,}001 = 0{,}728 \qquad 0{,}856 \qquad 1{,}039$$

$$\mathfrak{V} = 0{,}0128 \qquad 0{,}0138 \qquad 0{,}015$$

$$v = 0{,}7152 \qquad 0{,}8422 \qquad 1{,}024 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Die stündlich durch den mm² der Düsen der 2. Stufen gehende Dampfmenge berechnet sich dann zu $\frac{G}{F} = 0{,}759\sqrt{\frac{p}{v}}$ kg/mm² st:

$$\frac{G}{F} = 1{,}517 \qquad 1{,}29 \qquad 1{,}06$$

und die stündliche Dampfmenge mit $F = 4375$ mm² zu

$$G = 6660 \qquad 5610 \qquad 4630 \text{ kg/st.}$$

Die Auftragung von G über p, siehe Fig. 18, liefert den Druck $p = 2{,}321$ at abs. als Anfangsdruck für die Expansion in der 2. Stufe. Die Aufzeichnung von h_{ad} über p ergibt als Gefälle in der 1. Stufe $h_{ad} = 83{,}6$ WE. Den gleichen Wert

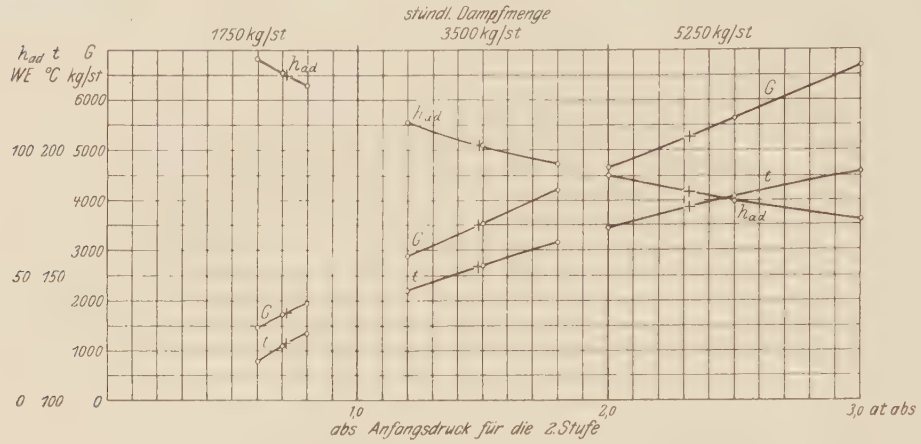

Fig. 18. Bestimmung des Gefälles in der 1. Stufe. t = Anfangstemperatur für die 2. Stufe. Füllungsregelung. h_{ad} = adiabatisches Gefälle in der 1. Stufe.

findet man aus dem J-S-Diagramm als Gefälle von $p = 12{,}0$ at abs., $t = 300$ bis $p = 2{,}321$ at abs.; hieraus folgt dann $c_0 = 836$ m/sk

$$\frac{u}{c_0} = 0{,}2292$$

und mit der Wirkungsgradskurve, Fig. 6:

$$\eta_i = 65{,}0.$$

Demnach ist das indizierte Gefälle der 1. Stufe $h_i = 0{,}65 \cdot 83{,}6 = 54{,}4$ WE. Als Anfangstemperatur für die 2. Stufe erhält man dann im J-S-Diagramme $t = 177^0$ C, denselben Wert, den auch die Auftragung von t über p ergibt.

Das Anfangsvolumen für die 2. Stufe folgt mit $p = 2{,}321$ at abs., $t = 177^0$ C aus der Mollierschen Gleichung zu $v = 0{,}933$ m³/kg.

Die indizierte Leistung der 1. Stufe ist dann

$$N_i = \frac{5250 \cdot 54{,}4}{632} = 451{,}0 \text{ PS}_i.$$

Stopfbüchsenverluste treten in der 1. Stufe nicht auf.

Die Berechnungsweise für andere Dampfmengen wie für die übrigen Stufen ist genau die gleiche, so daß auf die Wiedergabe der Einzelheiten derselben verzichtet werden kann.

Der Prozeß der Zustandsänderung in der Turbine ist in den Fig. 12 und 13 mit Hülfe des J-S-Diagrammes veranschaulicht, und zwar gibt Fig. 12 den Verlauf der Zustandsänderung bei Drosselregelung, Fig. 13 den bei Füllungsregelung wieder. Zahlentafel 1, 2 und 3 bringen die Rechnungsergebnisse in zusammengestellter Form.

Aus dem Vergleich der Fig. 12 und 13 folgt unmittelbar:

Bei Drosselregelung ändert sich innerhalb der Belastungen von voll bis $^1/_4$ das adiabatische Gefälle in den beiden ersten Stufen nur sehr wenig. An der Aenderung des Gesamtgefälles ist in erster Linie die dritte Stufe beteiligt.

Fig. 12 zeigt ferner, daß der Wärmeinhalt nicht nur, wie ja der Drosselung entspricht, am Eintritt in die Turbine der gleiche bleibt, sondern auch ziemlich genau für den Beginn der 2. und 3. Stufe. Durch die Drosselung erscheint also der ganze Vorgang der Zustandsänderung in der Turbine einfach nach rechts im J-S-Diagramm verschoben, ohne daß sich die Werte der Wärmeinhalte für den Anfang der 1., 2. und 3. Stufe verändern.

Demgemäß tritt die Hauptänderung des Gefälles in der letzten Stufe ein, indem sich in dieser das Gefälle von 70,4 WE bei Vollast bis auf 32,0 WE bei $^1/_4$-Last verkleinert. Vergleiche die graphische Zusammenstellung in Fig. 19. Bleibt nun, wie hier angenommen wurde, die Umlaufzahl die gleiche, so bleibt

Zahlentafel 1.

Dreistufige Curtisturbine mit zweikränzigen Laufrädern.

Leistung: 1000 KW. Anfangsdruck: 12,0 at abs.

Minutliche Umlaufzahl $n = 3000$. Anfangstemperatur: 300° C.

Laufraddmr.: $\mathfrak{D} = 1220$ mm. Umfangsgeschwindigkeit: $u = 191{,}8$ m/sk.

		Drosselregelung				Füllungsregelung			
stündliche Dampfmenge in kg		7000	5250	3500	1750	7000	5250	3500	1750
1. Stufe									
Dampfmenge für 1 mm² und st im engsten Düsenquerschnitt	kg	5,61	4,21	2,805	1,40	5,61	5,61	5,61	5,61
Anfangsdruck p_1	at abs.	12,0	9,0	6,0	3,0	12,0	12,0	12,0	12,0
Anfangstemperatur t_1	°C	300°	296,2°	292,5°	288,6°	300°	300°	300°	300°
Enddruck p_2	at abs.	3,10	2,325	1,55	0,775	3,10	2,321	1,495	0,715
Endtemperatur bezw. spéz. Dampfmenge bei adiabatischer Expansion t_2', x_2'		148°	144°	141°	139°	148°	0,9945	0,970	0,936
adiabatisches Gefälle h_{ad}	WE	70,4	70,4	70,2	70,2	70,4	83,6	101,4	129,6
$c_0 = 91{,}5\sqrt{h_{ad}}$	m/sk	768	768	766	766	768	836	923	1042
$\frac{u}{c_0}$		0,25	0,25	0,2505	0,2505	0,25	0,2292	0,2078	0,184
indizierter Wirkungsgrad η_i	vH	66,5	66,5	66,5	66,5	66,5	65,0	63,3	60,3
indiziertes Gefälle h_i	WE	46,0	46,8	46,7	46,7	46,8	54,4	64,2	78,2
spez. Volumen am Anfang v_1	m³/kg	0,2189	0,291	0,436	0,880	0,2189	0,2189	0,2189	0,2189
nutzbare Dampfmenge	kg/st	7000	5250	3500	1750	7000	5250	3500	1750
Stopfbüchsenverlust an Dampf	»	—	—	—	—	—	—	—	—
indiz. Leistung ohne Stopfbüchsenverlust	PSi	518,0	388,0	259,0	129,5	518,0	451	356	217
indizierte Leistung N_i	»	518,0	388,0	259,0	129,5	518,0	451	356	217
Stopfbüchsenverlust in PS	»	—	—	—	—	—	—	—	—
2. Stufe									
Dampfmenge für 1 mm² und st im engsten Düsenquerschnitt	kg	1,6	1,2	0,8	0,4	1,6	1,2	0,8	0,4
Anfangsdruck p_1	at abs.	3,10	2,325	1,55	0,775	3,1	2,321	1,485	0,715
Anfangstemperatur t_1	°C	194°	191°	190°	188°	194°	177°	153,5°	123°
Enddruck p_2	at abs.	0,60	0,441	0,295	0,1475	0,60	0,457	0,30	0,146
Endtemperatur bezw. spez. Dampfmenge bei adiabatischer Expansion t_2', x_2'		0,963	0,968	0,977	0,99	0,963	0,959	0,956	0,951
adiabatisches Gefälle h_{ad}	WE	70,4	70,1	70,0	69,5	70,4	67,0	63,4	59,4
$c_0 = 91{,}5\sqrt{h_{ad}}$	m/sk	768	765,5	765	762	768	749	729	705
$\frac{u}{c_0}$		0,25	0,2504	0,2508	0,252	0,250	0,256	0,263	0,272
indizierter Wirkungsgrad η_i	vH	66,5	66,5	66,55	66,6	66,5	67,0	67,2	67,6
indiziertes Gefälle h_i	WE	46,8	46,7	46,6	46,3	46,8	44,9	42,6	40,2
spez. Volumen am Anfang v_1	m³/kg	0,6965	0,926	1,3921	2,778	0,6965	0,933	1,331	2,58
nutzbare Dampfmenge	kg/st	6949	5212	3474	1737	6949	5212	3474	1737
Stopfbüchsenverlust an Dampf	»	51,0	38,0	26,0	13,0	51,0	38,0	26,0	13,0
indiz. Leistung ohne Stopfbüchsenverlust	PSi	518,0	388,0	258,0	128,0	518,0	373,0	236	111,5
indizierte Leistung N_i	»	514,2	385,2	255,4	127,06	514,2	370,3	234,24	110,67
Stopfbüchsenverlust in PS	»	3,8	2,8	2,6	0,94	3,8	2,7	1,76	0,83

Zahlentafel 1 (Fortsetzung).

		Drosselregelung				Füllungsregelung			
stündliche Dampfmenge in kg		7000	5250	3500	1750	7000	5250	3500	1750
3. Stufe	Dampfmenge für 1 mm² und st im engsten Düsenquerschnitt kd	0,3435	0,2575	0,1715	0,0858	0,3435	0,2575	0,1715	0,0858
	Anfangsdruck p_1 at abs.	0,60	0,441	0,295	0,1475	0,60	0,457	0,30	0,146
	Anfangstemperatur t_1 bezw. x_1 °C	91°	90°	90°	90°	91°	0,999	0,993	0,985
	Enddruck p_2 at abs.	0,08	0,073	0,067	0,06	0,08	0,073	0,067	0,06
	Endtemperatur bezw. spez. Dampfmenge bei adiabatischer Expansion t_2', x_2'	0,915	0,93	0,95	9,988	0,915	0,919	0,929	0,947
	adiabatisches Gefälle h_{ad} WE	70,4	62,8	52,9	32,0	70,4	63,0	51,0	30,0
	$c_0 = 91{,}5\sqrt{h_{ad}}$ m/sk	768	725	665	518	768	726	653	501,0
	$\frac{u}{c_0}$	0,25	0,2646	0,2885	0,370	0,25	0,264	0,294	0,383
	indizierter Wirkungsgrad η_i vH	66,5	67,3	68,2	69,4	66,5	67,3	68,4	69,3
	indiziertes Gefälle h_i WE	46,8	42,3	36,05	25,64	46,8	42,3	34,9	20,8
	spez. Volumen am Anfang m^2/kg	2,828	3,843	5,762	11,542	2,828	3,57	5,72	10,28
	nutzbare Dampfmenge kg/st	6989	5242	3494,5	1747,3	6989	5242	3494,5	1747,3
	Stopfbüchsenverlust an Dampf »	11,0	8,0	5,5	2,7	11,0	8,0	5,5	2,7
	indiz. Leistung ohne Stopfbüchsenverlust PSi	518,8	352,5	200,0	71,0	518	351	193,5	57,7
	indizierte Leistung N_i »	517,19	351,45	199,69	70,9	517,19	350,46	193,2	57,61
	Stopfbüchsenverlust in PS »	0,81	0,55	0,31	0,10	0,81	0,55	0,30	0,09
Gesamte Turbine	gesamte Leistung N_i ohne Stopfbüchsenverluste PSi	1554	1128	717	328,5	1554	1175	785,5	386,0
	gesamte indizierte Leistung »	1549,4	1124,7	714,1	327,5	1549,4	1171,8	783,4	375,3

Querschnitte in mm².

	gesamter Querschnitt	engster Düsenquerschnitt	Stopfbüchsenquerschnitt
1. Stufe	1 249	1 249	—
2. Stufe	4 376	4 343	32
3. Stufe	20 400	20 368	32

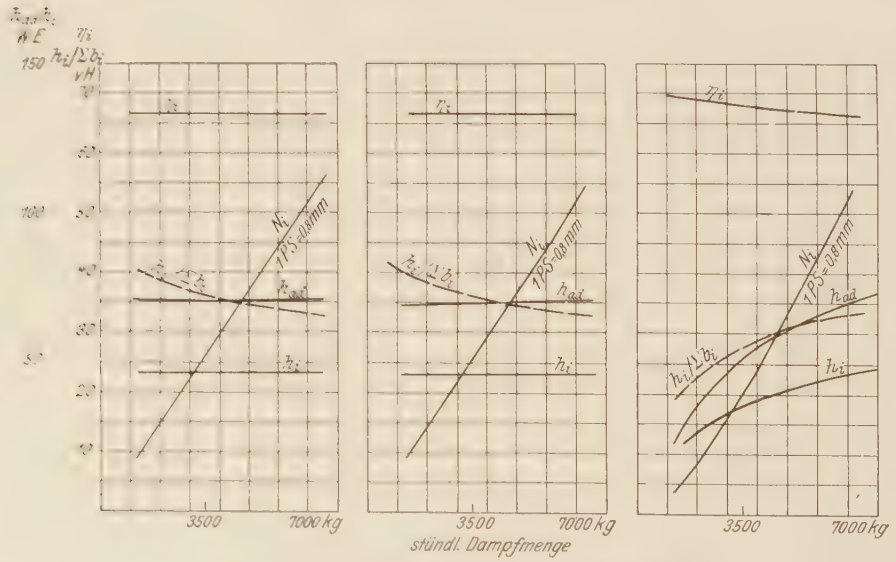

Fig. 19. Dreistufige Curtis-Turbine. Drosselregelung.

Zahlentafel 2. Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse. Dreistufige zweikränzige Curtisturbine.

		Drosselregelung				Füllungsregelung			
stündliche Dampfmenge	kg	7000	5250	3500	1750	7000	5250	3500	1750
Anfangsdruck p_1	at abs.	12,0	9,0	6,0	3,0	12,0	12,0	12,0	12,0
Anfangstemperatur t_1	^{0}C	300	296,2	292,5	288,6	300	300	300	300
indizierte Leistung N_i ohne Stopfbüchsenverluste	PS$_i$	1554	1128	717	328,5	1554	1175	785,5	386,0
indizierte Leistung N_i einschl. Stopfbüchsenverluse	»	1549,4	1124,7	714,1	327,5	1549,4	1171,8	783,4	385,3
indizierter Dampfverbrauch D_i	kg/PS$_i$ st	4,52	4,67	4,91	5,35	4,52	4,48	4,48	4,55
Vakuum	at abs.	0,08	0,073	0,067	0,06	0,08	0,073	0,067	0,06
adiabat. Gesamtgefälle, bezogen auf 12 at abs. und 300^0	WE	201	203,9	206,2	209,6	201	203,9	206,2	209,6
adiabat. Gesamtgefälle, bezogen auf den Zustand vor den Düsen	»	201	194	183	163,3	201	203,9	206,2	209,6
Leistung der verlustlosen Turbine, bezogen auf 12 at abs. und 300^0	PS	2230	1691	1142	581	2230	1691	1142	581
Wärmeinhalt des Dampfes i_1 beim Eintritt in die Turbine	WE	730,3	730,3	730,3	730,3	730,3	730,3	730,3	730,3
indiziert. Wärmeverbrauch $Q_i = D_i \times i_1$, bezogen auf Speisewasser von 0^0	WE/PS$_i$ st	3300	3410	3588	3910	3300	3270	3270	3322
thermischer Wirkungsgrad $\eta_{th} = \frac{632}{Q_i}$	vH	19,15	18,54	17,61	16,15	19,15	19,33	19,33	19.00
indizierter Wirkungsgrad η_{i0}, bezogen auf den Zustand 12 at abs. und 300^0	»	69,55	66,5	62,5	56,4	69,55	69,30	68,4	66,3
indizierter Wirkungsgrad η_i bezogen auf den Zustand vor den Düsen	»	69,55	69,8	70,5	72,3	69,55	69,30	68,4	66,3
Relative Belastung $\frac{N_i}{N_{i\,\text{voll.}}}$		1,00	0,727	0,461	0,2115	1,00	0,757	0,506	0,2488
Thermischer Wirkungsgrad der verlustlosen Turbine bezogen auf 12 at abs u. 300^0	vH	27,55	27,91	28,25	28,7	27,55	27,91	28,25	28,7
Thermischer Wirkungsgrad der verlustlosen Turbine bezogen auf den Zustand vor den Düsen	»	27,55	26,55	25,08	22,38	27,55	27,91	28,25	28,7

Zahlentafel 3. Dreistufige zweikränzige Curtisturbine. Anteil der indizierten Gefälle der einzelnen Stufen am gesamten indizierten Gefälle.

		Drosselregelung				Füllungsregelung			
stündliche Dampfmenge	kg	7000	5250	3500	1750	7000	5250	3500	1750
indiziertes Gefälle in Stufe 1	WE	46,8	46,8	46,7	46,7	46,8	54,4	64,2	78,2
indiziertes Gefälle » » 2	»	46,8	46,7	46,6	46,3	46,8	44,9	42,6	40,2
indiziertes Gefälle » » 3	»	46,8	42,3	36,05	25,64	46,8	42,3	34,9	20,8
gesamtes indiziertes Gefälle Σh_i	WE	140,4	135,8	129,35	118,64	140,4	141,6	141,7	139,2
Anteil der einzelnen indizierten Gefälle am gesamten indizierten Gefälle $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ in Stufe 1	vH	33,3	34,5	36,15	39,4	33,3	38,4	45,35	56,25
Anteil der einzelnen indizierten Gefälle am gesamten indizierten Gefälle $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ » » 2	»	33,3	34,4	36,05	39,0	33,3	31,7	30,15	28,85
Anteil der einzelnen indizierten Gefälle am gesamten indizierten Gefälle $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ » » 3	»	33,3	31,1	27,8	21,6	33,3	29,9	24,6	14,9

in den beiden ersten Stufen der indizierte Wirkungsgrad auch angenähert unverändert, während er sich in der letzten Stufe vergrößert und zwar von 66,5 vH bei Vollast auf 69,4 vH bei $^1/_4$-Last.

Demgemäß nimmt auch der indizierte Wirkungsgrad der gesamten Turbine mit abnehmender Belastung zu und zwar von 69,55 vH bis auf 72,3 vH. Der Umstand, daß der indizierte Wirkungsgrad, der als Verhältnis der Summe der indizierten Einzelgefälle zum gesamten adiabatischen Gefälle berechnet ist, bei Vollast etwas größer ist als der indizierte Wirkungsgrad der Einzelstufen, ist darauf zurückzuführen, daß die Kurven gleichen Druckes im *J-S*-Diagramm

etwas divergieren, indem mit zunehmender Entropie gleichen Anfangs- und Endwerten des Druckes größere adiabatische Wärmegefälle entsprechen, so daß die Summe der adiabatischen Einzelgefälle in einer Turbine immer größer als das adiabatische Gesamtgefälle wird.

Wie auch schon bei der Besprechung der Beeinflussung des indizierten Wirkungsgrades bei einstufigen Turbinen durch die Drosselung auseinander gesetzt wurde, nimmt auch bei mehrstufigen Turbinen der indizierte Wirkungsgrad durch die Drosselung zu, solange das in den einzelnen Stufen auftretende Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ kleiner als das günstigste ist, der thermische Wirkungsgrad $\frac{AL_i}{Q_1}$ und der Dampfverbrauch für 1 PSi/st verschlechtern sich jedoch. Die Ergebnisse der Rechnung für Drosselregelung sind in Fig. 19 graphisch für die einzelnen Stufen als Funktion der stündlichen Dampfmenge zusammengestellt, die mit h_{ad}, h_i, η_i und N_i bezeichneten Kurven geben den Verlauf des adiabatischen und indizierten Gefälles, des indizierten Wirkungsgrades und der Leistung der betreffenden Stufe, die Kurve $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ zeigt den Anteil des indizierten Gefälles der betreffenden Stufe an der Summe der indizierten Einzelgefälle bei verschiedenen Dampfmengen. Aus der Kurve $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ für die einzelnen Stufen geht klar hervor, daß der Anteil der ersten und zweiten Stufe am gesamten indizierten Gefälle mit verringerter Last zu-, jener der letzten Stufe aber abnimmt.

Zu einem andern Ergebnis der Gefälleverteilung bei Entlastung führt die Füllungsregelung. Infolge der Zunahme des Vakuums vergrößert sich hier zunächst das adiabatische Gesamtgefälle etwas, der thermische Wirkungsgrad und der spezifische Dampfverbrauch der verlustlosen Turbine zeigt deswegen eine kleine Verbesserung.

Hier ergibt sich die Tatsache, daß die erste Stufe mit einem um so größeren adiabatischen Gefälle arbeitet, je größer die Entlastung ist. Siehe Fig. 20, welche dieselben Größen wie Fig. 19 für Füllungsregelung in ihrer Abhängigkeit von der stündlichen Dampfmenge darstellt.

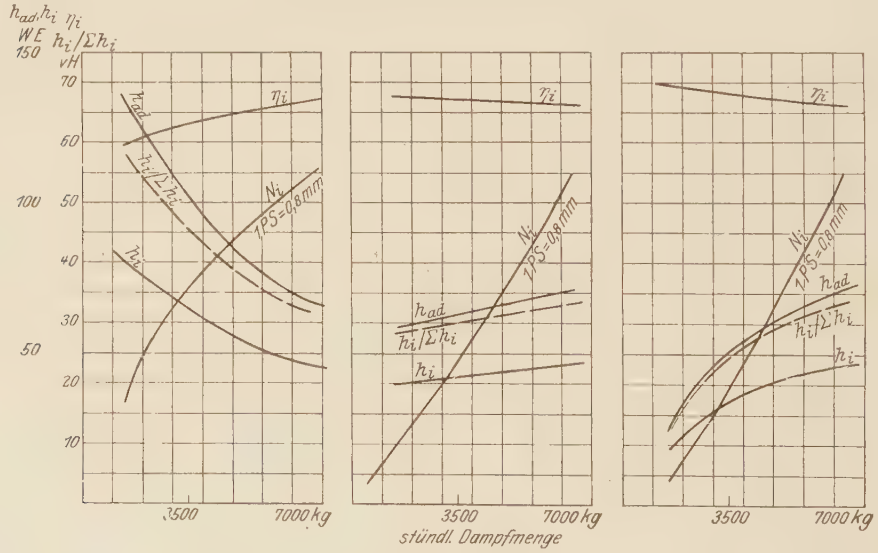

Fig. 20. Dreistufige Curtis-Turbine. Füllungsregelung.

Im vorliegenden Beispiel steigt das adiabatische Wärmegefälle in der ersten Stufe von dem Werte 70,4 WE bei Vollast bis auf 129,6 WE bei $^1/_4$-Last, das adiabatische Gefälle in der 2. und 3. Stufe dagegen zeigt eine Abnahme und zwar von Voll- bis auf $^1/_4$-Last von 70,4 WE bis auf 59,4 WE in der zweiten und von 70,4 WE auf 30,0 WE in der dritten Stufe. Bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit wird sich demnach der indizierte Wirkungsgrad entsprechend dem jeweiligen Werte $\frac{u}{c_0}$ in der ersten Stufe verschlechtern, jener der zweiten und dritten Stufe aber verbessern. Obwohl wegen der Zunahme des adiabatischen Gefälles der ersten Stufe der indizierte Wirkungsgrad dieser kleiner wird, ist doch die Gefällevergrößerung so stark, daß auch eine Zunahme des indizierten Gefälles dieser Stufe eintritt, im vorliegenden Beispiel von 46,8 WE bis auf 78,2 WE bei einer Entlastung von voll bis auf $^1/_4$. In den beiden letzten Stufen stellt sich zwar durch die Verminderung des Gefälles eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades ein, doch nimmt damit nicht das indizierte Gefälle dieser beiden Stufen zu, da die Abnahme des adiabatischen Gefälles stärker ist als die Zunahme des indizierten Wirkungsgrades; so sinkt bei einer Entlastung von voll auf $^1/_4$ das indizierte Gefälle in der zweiten Stufe von 46,8 WE auf 40,2 WE., in der dritten von 46,8 WE auf 20,8 WE. Diese Veränderungen in den indizierten Gefällen der einzelnen Stufen bei abnehmender Belastung bewirken dann eine starke Vermehrung des Anteiles der ersten Stufe an der Gesamtleistung, während der Anteil der beiden übrigen Stufen sich in demselben Maße verringert. Hierzu kommt noch, daß in der ersten Stufe die volle Dampfmenge ohne jede Verluste durch Stopfbüchsen und Undichtigkeiten in den Fugen der Zwischenböden arbeitet, so daß sich hier die Erhöhung des indizierten Gefälles auf die volle Dampfmenge erstreckt; in den übrigen Stufen ist die arbeitende Dampfmenge um diese Verluste kleiner.

Der berechnete Dampfverbrauch für 1 PSi/st hat einen auffallenden Verlauf, der qualitativ auch durch die weiter unten besprochenen Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW bestätigt wird. Es zeigt sich nämlich, daß der indizierte Dampfverbrauch mit abnehmender Belastung zunächst etwas besser und dann wieder schlechter wird. Er erreicht sein Minimum bei ungefähr $^2/_3$ der Vollast.

Dieser Verlauf des indizierten Dampfverbrauches ist verursacht durch das Verhalten des indizierten Wirkungsgrades der ganzen Turbine. Letzterer bleibt bis ungefähr $^2/_3$-Belastung fast unverändert und verschlechtert sich nur außerordentlich wenig. Durch die Verbesserung des Vakuums ergibt sich aber eine Vergrößerung des gesamten adiabatischen Gefälles. Da nun bis ungefähr $^2/_3$ der Vollast das größere adiabatische Gefälle mit dem ungefähr gleichen Wirkungsgrad wie bei Vollast ausgenützt wird, so muß sich der Dampfverbrauch für 1 PSi/st entsprechend der Gefällevermehrung bis dahin verbessern. Der indizierte Wirkungsgrad der ersten Stufe wird zwar schlechter, dafür verbessert sich aber der indizierte Wirkungsgrad der übrigen Stufen, besonders der letzten, so daß bis ungefähr $^2/_3$ der Vollast beide Veränderungen im Wirkungsgrad sich ausgleichen.

In Fig. 21 sind die Ergebnisse der Rechnung, die in den Zahlentafeln 1, 2 und 3 zusammengestellt sind, zum Vergleich graphisch als Funktion der stündlich von der Turbine verarbeiteten Dampfmenge zusammengetragen, und zwar bezieht sich der Index *F* auf Füllungsregelung, der Index *D* auf Drosselregelung. Bezüglich der Bedeutung der einzelnen Größen sei auf Zahlentafel 2 verwiesen.

Aus der Aenderung der Gefälleverteilung mit der Entlastung lassen sich bestimmte Schlüsse für die Gefälleaufteilung bei Vollast beim Entwurf einer Turbine ziehen, wenn ihre Betriebsverhältnisse bekannt sind. Die nähere Erörterung dieser Verhältnisse geht jedoch über den Rahmen vorliegender Arbeit hinaus.

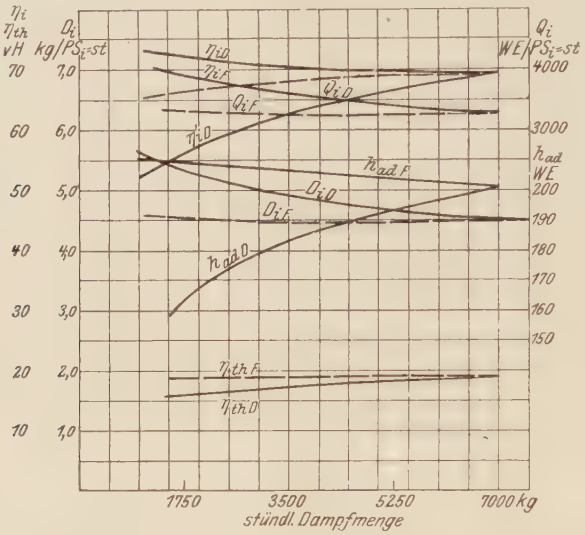

Fig. 21. Dreistufige Curtis-Turbine. Zusammenstellung der Rechnungsergebnisse.

2) Erörterung der Gefälleverteilung an Hand von Versuchen.

Heutzutage findet im Dampfturbinenbau fast ausschließlich Drosselregelung Anwendung. Der Hauptgrund ist der, daß sie gestattet, mit einfachen konstruktiven Mitteln relativ gute Dampfverbrauchszahlen bei Entlastung zu erzielen. Die in der Literatur veröffentlichten Versuche an Dampfturbinen bei verschiedener Belastung beziehen sich dementsprechend nur auf Turbinen mit Drosselregelung.

a) Versuche von Schröter an einer Melms-Pfenninger Turbine.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1906 S. 1811.

Aus diesen Versuchen geht klar der Einfluß der geänderten Belastung und der von der Turbine verarbeiteten stündlichen Dampfmenge auf die Gefälleverteilung über die einzelnen Stufengruppen einer vielstufigen Turbine hervor. Das Ergebnis steht qualitativ mit obigem Rechnungsbeispiel einer dreistufigen Curtisturbine für Drosselregelung in vollem Einklang.

Aus dem Vergleich der Zahlentafeln 4 und 5, sowie der Fig. 22 und 23, welcher das adiabatische und indizierte Gefälle, den indizierten Wirkungsgrad η_i sowie den Anteil des indizierten Gefälles $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ der einzelnen Stufengruppen am ganzen in ihrer Abhängigkeit vom stündlichen Dampfverbrauch darstellen, geht hervor, daß innerhalb der Belastungsgrenzen von voll bis $^1/_8$ das Teilgefälle im ersten Teil (Gleichdruckteil) der Turbine fast gleich bleibt, daß vielmehr die die Hauptänderung des Gefälles im Niederdruckteil der Turbine vor sich geht. Eine Verkleinerung des Gefälles im Gleichdruckteil tritt erst dann ein, wenn das Gefälle im Niederdruckteil schon außerordentlich klein geworden ist. Die

Zahlentafel 4.

M. Schröter: Versuche an einer Melms-Pfenninger-Turbine von 500 KW.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1906 S. 1811.

i_1 = Wärmeinhalt am Anfang WE.
i_2' = » » Ende bei adiabatischer Expansion WE.
i_2 = » » » » der wirklichen Zustandsänderung WE.

Belastung in vH der Vollast		100	80	56	30	Leerlauf mit Erregung	Leerlauf ohne Erregung	Turbine allein
Versuch Nr.		I	II	III	IV	V	VI	VII
Gleichdruckteil	i_1	737,1	732,6	728,9	727,2	719,2	715,8	689,6
	i_2'	677,7	670,6	677,1	670,9	661,4	654,9	647,5
	h_{ad}	59,4	62,0	51,8	56,3	57,8	60,9	42,1
erste Hälfte des Niederdruckteiles	i_1	711,4	707,5	705,7	702,2	699,1	694,0	678,7
	i_2'	649,6	645,8	639,0	640,5	641,4	631,8	634,7
	h_{ad}	61,8	61,7	66,7	61,7	57,7	62,2	44,0
zweite Hälfte des Niederdruckteiles	i_1	675,4	671,8	670,4	666,8	668,6	664,3	661,9
	i_2'	569,9	573,1	579,4	586,8	634,5	640,6	648,0
	h_{ad}	105,5	98,7	91,0	80,0	34,1	23,7	13,9
Gleichdruckteil bis Mitte Niederdruckteil	i_1	737,1	732,6	728,9	727,2	719,2	715,8	689,6
	i_2'	624,3	618,0	617,9	617,1	611,3	602,7	609,7
	h_{ad}	112,8	114,6	111,0	110,1	107,9	113,1	79,9
ganze Turbine	i_1	737,1	732,6	728,9	727,2	719,2	715,8	689,6
	i_2'	530,6	532,0	539,2	548,2	584,8	585,4	599,1
	$h_{0\,ad}$	206,5	200,6	189,7	179,0	134,4	130,4	90,5
ganze Turbine	i_1	737,1	732,6	728,9	727,2	719,2	715,8	689,6
	i_2	606,9	606,3	608,2	616,0	639,3	644,1	645,7
	$h_i = i_1 - i_2$	130,2	126,3	120,7	111,2	79,7	71,7	43,9
	$\eta_i = \frac{h_i}{h_{0\,ad}}$ vH	63,2	63,0	63,5	62,2	59,4	55,0	59,5
Gleichdruckteil	η_i vH	43,3	40,4	44,7	44,5	34,8	35,7	26,0
1. Hälfte des Niederdruckteiles	» »	58,9	57,9	53,0	57,3	52,9	47,8	39,1
2. » » »	» »	64,6	66,3	68,4	63,5	85,9	85,7	83,8
stündliche Dampfmenge	kg	3890	3200	2333	1496	556,7	479,0	262,0
minutliche Umdrehungszahl		2459	2469	2439	2489	2516	2535	2505
effektive Turbinenleistung	PSe	747,8	610,5	433,4	251,8	42,8	34,9	0

Zahlentafel 5. M. Schröter: Versuche an einer Melms-Pfenninger-Turbine von 500 KW.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1906 S. 1811.

Die indizierten Gefälle der einzelnen Stufen und ihr Anteil am gesamten indizierten Gefälle.

Versuch No.		I	II	III	IV	V	VI	VII
Belastung	vH	100	80	56	40	Leerlauf mit Erregung	Leerlauf ohne Erregung	Turbine allein
indiziertes Gefälle h_i: im Gleichdruckteil	WE	25,7	25,1	23,2	25,0	20,1	21,8	10,9
in der ersten Hälfte des Niederdruckteiles	»	36,0	35,7	35,3	35,4	30,5	29,7	16,8
in der zweiten Hälfte des Niederdruckteiles	»	68,5	65,5	62,2	50,8	29,3	20,2	16,2
ganze Turbine	»	130,2	126,3	120,7	112,2	79,0	71,7	43,9
Anteil der indizierten Gefälle der einzelnen Stufen am gesamten: im Gleichdruckteil	vH	19,74	19,9	19,22	22,5	25,18	30,46	24,85
in der ersten Hälfte des Niederdruckteiles	»	27,64	28,3	29,25	31,8	38,2	41,5	38,25
in d. zweiten Hälfte des Niederdruckteiles	»	52,62	51,8	51,53	45,7	36,62	28,05	36,90

Leistung wird sich daher immer mehr mit zunehmender Entlastung auf die ersten Stufen konzentrieren. Vergleiche in Fig. 23 die mit $\frac{h_i}{\Sigma h_i}$ bezeichneten Kurven.

An Hand der Fig. 22 und Fig. 23 lassen sich folgende Schlüsse ziehen. Im Belastungsgebiet von 4000 kg stündlichen Dampfverbrauch bis gegen 500 kg

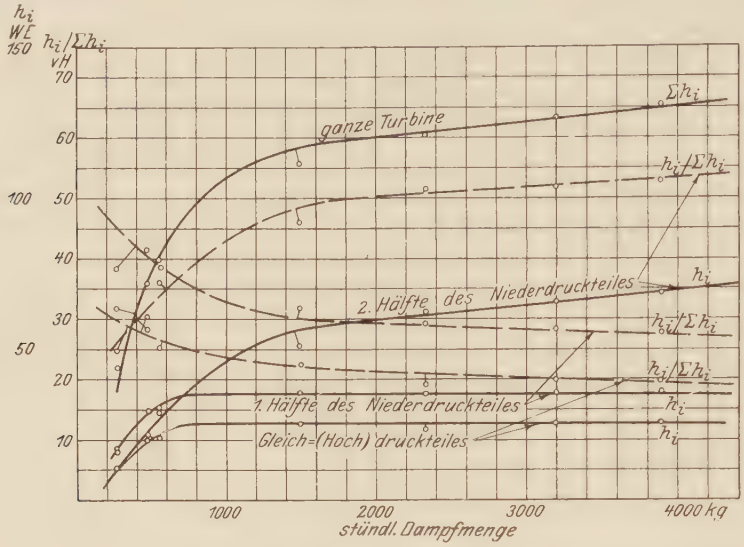

Fig. 22. Verteilung des indizierten Gefälles.

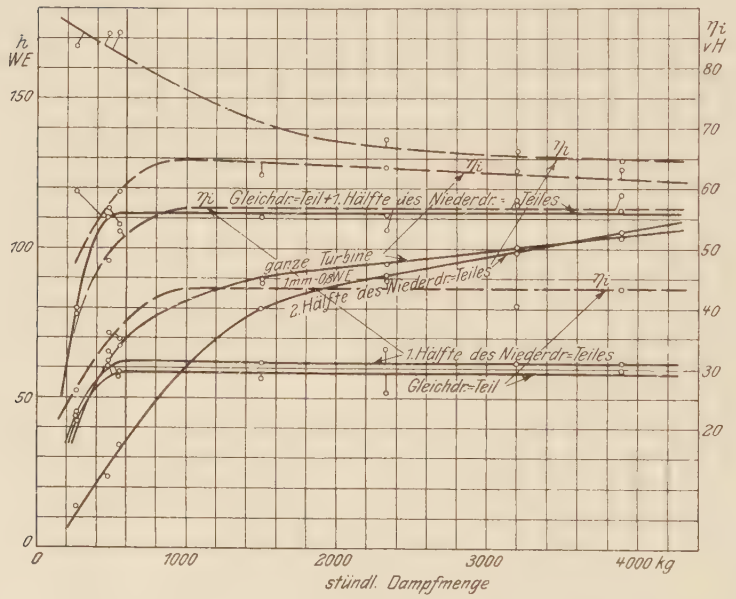

Fig. 23. Verteilung des adiabatischen Gefälles und Wirkungsgrades.

ist das Gefälle im Gleichdruckteil sowie in der ersten Hälfte des Niederdruckteiles (Ueberdruckturbine) fast gleich, erst bei geringerer Belastung erfolgt eine Verminderung dieser Gefälle, welche dann aber auch gleich sehr energisch eintritt. Ein ganz andres Verhalten zeigt das Gefälle in der 2. Hälfte der Niederdruckturbine. Innerhalb der Belastungen von 750 PS_e bis 250 PS_e, entsprechend den stündlichen Dampfmengen von 4000 kg bis rd. 1600 kg nimmt das Gefälle

in der 2. Hälfte des Niederdruckteiles von ungefähr 105 WE bis auf 80 WE fast geradlinig ab, von hier ab tritt dann eine stärkere Gefälleverminderung auf.

Im Gleichdruckteil und der ersten Hälfte der Niederdruckturbine kommen, wenn das Gefälle in der zweiten Hälfte des Niederdruckteiles schon fast zu null geworden ist, noch Gefälle von etwa 33 und 37 WE zur Entfaltung (bei 200 kg stündliche Kondensatmenge).

Der auf Grund von Druck- und Temperaturmessungen als Verhältnis des indizierten Gefälles zum adiabatischen berechnete indizierte Wirkungsgrad zeigt ein Verhalten, das der Aenderung in der Gefälleverteilung durchaus entspricht. Der Wirkungsgrad für die zweite Hälfte der Niederdruckturbine weist eine gleichmäßige Zunahme (siehe Fig. 22) von rd. 65 vH bis auf ungefähr 86,5 vH bei Leerlauf (262 kg/st Dampfmenge) auf. Dies deutet darauf hin, daß der Niederdruckteil der Melms-Pfenninger-Turbine mit einem Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ arbeitet, das bei Vollast kleiner als das günstigste ist, denn sonst könnte mit einer Verminderung des Wärmegefälles bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit der indizierte Wirkungsgrad nicht größer werden. Dies entspricht auch vollständig den praktischen Erfahrungen beim Entwurf von Niederdruck-Reaktionsturbinen, insofern man hier fast immer gezwungen ist, bei Vollast mit einem $\frac{u}{c_0}$ zu rechnen, das bedeutend kleiner als das günstigste ist, weil sonst die Schaufeln des Niederdruckendes unausführbare Längen bekommen.

Dieser Umstand zeigt sich hier also auch deutlich im Verhalten des indizierten Wirkungsgrades des Niederdruckendes.

Was den Gleichdruckteil und die erste Hälfte des Niederdruckteiles betrifft, so verläuft hier der indizierte Wirkungsgrad, solange als das Gefälle in je einer dieser Stufengruppen sich nicht ändert, auch konstant. (Siehe Fig. 23.) Erst von einer stündlichen Dampfmenge von ungefähr 1000 kg tritt eine Verminderung des indizierten Wirkungsgrades bei kleineren Gefällen ein. Hieraus läßt sich der Schluß ziehen, daß die untersuchte Melms-Pfenninger-Turbine in ihren ersten Stufengruppen, dem Gleichdruckteil und der ersten Hälfte des Niederdruckteiles, innerhalb ziemlich weiter Belastungsgrenzen mit dem für die betreffende Beschauflung maximalen Wirkungsgrad arbeitet.

Der indizierte Wirkungsgrad $\eta_i = \frac{\Sigma h_i}{h}$ der ganzen Turbine ohne Rücksicht auf die Spaltverluste, wie er sich aus dem Verhältnis der mittels Druck- und Temperaturmessungen bestimmten Summe der indizierten Gefälle zum Gesamtgefälle ergibt, zeigt entsprechend der Drosselung zunächst eine allmähliche Zunahme, bis er sich von ungefähr 900 kg/st wieder verringert.

In Uebereinstimmung mit dem Rechnungsbeispiel ergibt sich auch hier mit abnehmender Belastung eine Leistungskonzentration auf den Hochdruckteil, während der Anteil der Niederdruckturbine an der gesamten Leistung bei kleiner Last immer geringer wird. In Fig. 22 sind sowohl die indizierten Gefälle h_i der einzelnen Stufengruppen sowie das Verhältnis der indizierten Einzelgefälle zum gesamten indizierten Gefälle, d. h. der Summe h_i der indizierten Gefälle der einzelnen Teile der Turbine als Funktion der stündlichen Kondensatmenge aufgetragen. Diese Kurven zeigen deutlich, daß der Anteil des indizierten Gefälles des Hochdruck- (Gleichdruck-)teiles mit abnehmender Belastung zunimmt, ebenso vergrößert sich auch das Verhältnis des indizierten Gefälles der ersten Hälfte der Niederdruckturbine zur Summe der indizierten Gefälle, jedoch nicht so stark

wie das gleiche Verhältnis in der ersten Stufengruppe der Turbine. Für die zweite Hälfte der Niederdruckturbine zeigt jedoch dies Verhältnis bei verkleinerter Dampfmenge eine Abnahme, die besonders stark von ungefähr der halben maximalen Dampfmenge an auftritt.

b) Versuche von Stodola an einer Rateau- und Zoellyturbine von je 500 PS_e. Stodola, III. A. S. 297 und 264.

Um diese Verhältnisse der Gefälleverteilung und Leistungsverschiebung in der Turbine mit der Belastung bei Drosselregelung noch weiter klarzulegen, sind vom Verfasser noch die Versuche von Stodola an einer Rateau- und Zoellyturbine von je 500 PS_e nachgerechnet worden. Da bei beiden Versuchen die Angaben über die Temperatur des Dampfes in den Zwischenstufen fehlen, konnte das indizierte Gefälle einer Stufengruppe wie bei den Versuchen von Schröter nicht rechnerisch mit Hülfe des *J-S*-Diagramms bestimmt werden, ebensowenig läßt sich daher der Anfangspunkt der Expansion in den einzelnen Stufengruppen mit Ausnahme der ersten der Lage nach im *J-S*-Diagramm feststellen. Um jedoch auch hier ein Urteil über die qualitativen Verhältnisse zu gewinnen, wurde folgender Weg eingeschlagen. Da bei den Versuchen Druck und Temperatur des Dampfes von dem ersten Leitrad sowie das Vakuum im Auspuffrohr gegeben sind, läßt sich das gesamte adiabatische Gefälle in der Turbine bestimmen. Da nun weiter die Drücke in den Zwischenpunkten gegeben sind, so schneiden die diesen entsprechenden Isobaren auf der durch den Anfangspunkt gehenden Senkrechten Strecken ab, deren oberste das adiabatische Gefälle in der ersten Stufengruppe genau angibt, während die übrigen Abschnitte wegen der Divergenz der Isobaren im *J-S*-Diagramm etwas kleiner sind als die wirklich in der betreffenden Stufe verarbeiteten adiabatischen Gefälle. Da jedoch diese Divergenz nur gering ist, kann dadurch ein Fehler in qualitativer Hinsicht nicht entstehen. Um hieraus auf die genau quantitativen Verhältnisse zu schließen, muß man im Auge behalten, daß die wirklich in der mittleren und letzten Stufengruppe auftretenden adiabatischen Gefälle etwas größer sind als die auf obigem Weg ermittelten, und zwar um so mehr, je näher die betreffende Stufengruppe dem Kondensator liegt.

Aus den Versuchen an der Rateauturbine (Stodola III S. 297) ergibt sich dann Folgendes an Hand der Zahlentafel 6 und Fig. 24, in denen die Bezeichnungen i_0 und i_1 den Wärmeinhalt vor dem Absperrventil und ersten Leitrad, sowie i_2 und i_3 den Wärmeinhalt im Zwischen- und Auspuffrohr auf der durch den Punkt 1 gehenden Adiabaten bedeuten. Das adiabatische Gefälle im Hochdruckteil vom ersten Leitrad bis zum Ueberströmrohr ist innerhalb der stündlichen Kondensatmengen von 4700 kg bis 1200 kg konstant, erst bei kleinerer stündlicher Dampfmenge tritt hier eine Verminderung des adiabatischen Gefälles ein. Das adiabatische Gefälle des Niederdruckteiles vom Endpunkt der adiabatischen Expansion im Hochdruckteil bis zum Ausströmrohr aber vermindert sich schon von der vollen Dampfmenge ab. Demnach wird auch hier ein Ueberwiegen der Leistung im Hochdruckteil über die des Niederdruckteiles mit abnehmender Belastung eintreten.

Die auf gleichem Wege nachgerechneten Versuche von Stodola an einer Zöllyturbine von 500 PS_e ergeben qualitativ genau dasselbe Resultat. Von den in Stodola, »Die Dampfturbinen«, III. Aufl. S. 264, veröffentlichten Versuchen sind für die Aufzeichnung der Fig. 25 mit Hülfe der Zahlentafel 7 nur die Versuche Nr. 1 bis 8 benützt. Der Index 0 bezieht sich dabei auf den Zustand

Zahlentafel 6.

A. Stodola: Versuche an einer Rateau-Turbine von 500 PS_e.

Stodola III. A. S. 279.

Versuch Nr.			Leerlauf mit ohne Erregung		3	4	5	6	8	9	10	11	12	13
vor dem Einlaß-ventil	Druck	at abs.	12,33	12,66	12,26	12,38	12,31	11,99	11,84	12,73	11,36	11,45	15,73	15,20
	Temp.	°C	188,2	189,6	190,9	191,2	193,2	195,1	197,5	197,7	195,9	195,9	212,6	209,6
	i_0	WE	668,0	668,6	669,6	670,0	671,1	672,5	674,2	672,8	673,5	673,6	679,0	677,4
vor dem ersten Leitrad	Druck	at abs	0,66	0,875	2,28	3,14	4,49	6,71	8,43	10,1	8,68	8,65	10,71	10,32
	Temp.	°C	118,3	124,6	141,5	152,4	164,9	174	182,1	185,9	185,1	182,1	193,9	192,1
	i_1		648,9	652,3	657,8	662,1	666,1	667,9	670,1	669,4	671,2	669,5	673,2	673,0
im Ueberströmrohr	Druck	at abs.	0,12	0,14	0,266	0,383	0,545	0,802	0,999	1,20	1,26	0,99	1,24	1,27
	i_2'		586,1	583,7	575,3	579,4	582,0	581,8	582,4	580,7	590,8	580,5	583,8	585,5
im Auspuffrohr	Druck	at abs.	0,106	0,103	0,088	0,091	0,0935	0,106	0,115	0,131	0,141	0,128	0,155	0,130
	i_3'		582,0	574,0	540,0	533,2	525,3	516,4	513,0	509,5	518,9	514,6	515,0	511,1
effektive Turbinenleistung		PS_e	—	—	107,3	174,0	260,2	422,5	538,2	643,0	637,7	507,4	674,1	684,0
Strahlungsverlust	$i_0 - i_1$	WE	19,1	16,3	11,8	7,9	5,0	4,6	4,1	3,4	2,3	4,0	5,8	4,4
Adiabaten durch den Anfangszustand: in der Hochdruckturb.	$i_1 - i_2'$	WE	62,8	68,6	82,5	82,7	84,1	86,1	87,7	88,7	80,4	89,1	89,9	87,5
in der Niederdruckturb.	$i_2' - i_3'$	WE	4,1	9,7	35,3	46,2	56,7	65,4	69,4	71,2	71,9	65,9	68,3	74,4
in der ganzen Turbine	$i_1 - i_3'$	WE	66,9	78,3	117,8	128,9	140,8	151,5	157,1	159,9	152,3	155,0	158,2	161,9
stündl. Dampfmenge		kg	338,0	445,0	1003,2	1483,5	2044,8	2976,0	3754,0	4385,0	4592,3	3768,0	4640,5	4646,0

Der Versuch Nr. 7 wurde, da bei ihm die Umdrehungszahl nur die Hälfte der normalen betrug, bei vorstehender Berechnung der Wärmegefälle unberücksichtigt gelassen.

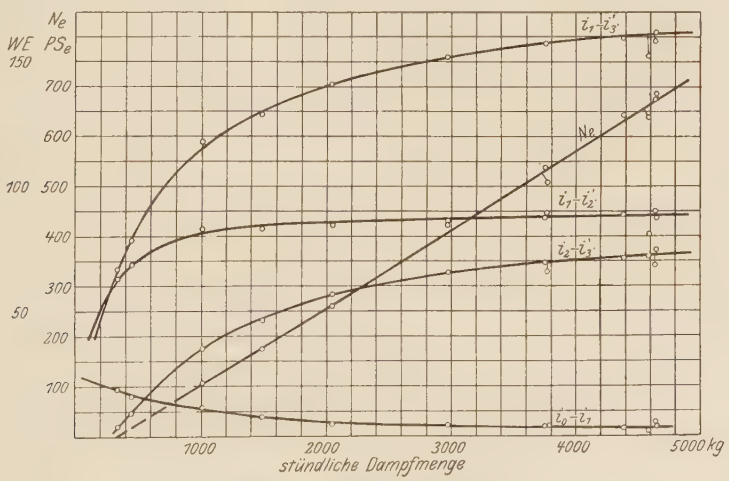

Fig. 24. Gefällsverteilung.

Zahlentafel 7.

A. Stodola: Versuche an einer Zölly-Turbine von 500 PSe.

Stodola III A. S. 264.

								Leerlauf mit	Leerlauf ohne Erregung
Versuch Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8
vor dem Einlaßventil	Druck at abs.	11,16	11,16	10,90	11,01	10,97	11,04	11,03	11,19
	Temp. °C	187,2	187,6	184,7	185,3	185,1	184,9	184,9	185,7
	i_0 WE	669,3	669,5	668,4	668,5	668,5	668,2	668,2	668,2
vor dem 1. Leitrad	Druck at abs.	10,1	10,11	9,03	6,92	5,47	3,07	1,22	0,747
	Temp. °C	179,9	180,0	175,1	164,9	156,6	136	108,8	102,9
	i_1 WE	666,3	666,4	665,0	662,8	660,6	653,5	642,9	641,5
hinter dem 1. Leitrad	Druck at abs.	6,03	6,32	5,59	4,29	3,44	1,84	0,552	0,383
	i_2' WE	642,6	644,7	642,5	641,5	640,0	632,3	617,7	615,6
im Ueberströmrohr	Druck at abs.	1,068	1,11	0,982	0,739	0,58	0,32	0,197	0,176
	i_3' WE	574,3	576,0	574,3	573,2	572,0	567	575	587,9
im Auspuffrohr	Druck at abs.	0,0715	0,0721	0,0679	0,0657	0,0661	0,0521	0,051	0,0514
	i_4' WE	491,0	491,2	491,5	498,0	504,9	512,2	533,0	548,9
Strahlungsverlust	$i_0 - i_1$ »	3,0	3,1	3,4	5,8	8,1	14,7	15,3	25,7
adiabat. Gefälle längs d. Adiabaten durch den Anfangszustand	in der 1. Stufe $i_1 - i_2'$ »	23,7	21,7	22,5	21,3	20,6	21,2	25,2	25,9
	1. Stufe bis Ueberströmrohr $i_2' - i_3'$ »	68,3	68,7	68,2	68,3	68,0	65,3	42,7	27,7
	Niederdruckturbine $i_3' - i_4'$ »	83,3	84,8	82,8	75,2	67,1	54,8	42,0	39,0
	ganze Turbine $i_1 - i_4'$ »	175,3	175,2	173,5	164,8	155,7	141,3	109,9	92,6
Nutzleistung (elektr.)	KW	363,06	387,65	334,51	240,1	182,22	80,13	—	—

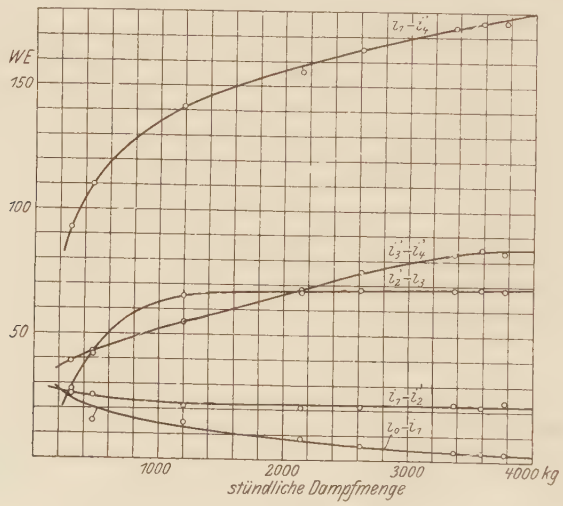

Fig. 25 Gefällverteilung.

vor dem Drosselventil, 1 auf den vor dem 1. Leitrad und die Größen i_2 i_3 i_4 bezeichnen den Wärmeinhalt längs der durch 1 gehenden Adiabaten hinter dem 1. Laufrad, im Ueberströmrohr und Auspuffstutzen.

Fig. 25 zeigt nun, daß das Gefälle in der ersten Stufe innerhalb der stündlichen Kondensatmengen von 3000 kg bis 1000 kg herab fast konstant bleibt, erst von hier ab tritt eine kleine Zunahme des Gefälles in der ersten Stufe auf. Hier scheint also eine gewisse Aehnlichkeit mit der Füllungsregelung vorzuliegen. Diese Zunahme ist allerdings nur gering und kann vielleicht auf Meß-

und Ablesefehler im *J-S*-Diagramm zurückgeführt werden. Das Gefälle von der 2. Stufe ab bis zum Ueberströmrohr ist von 3800 kg bis 1200 kg stündliche Dampfmenge ganz unveränderlich, erst von hier ab zeigt sich eine ziemlich rasche Abnahme des adiabatischen Gefälles in dieser Stufengruppe. Das Gefälle im Niederdruckteil weist jedoch gleich von voller Dampfmenge ab bei einer Verminderung derselben eine gleichmäßige Abnahme auf.

Es wird demnach auch hier bei geringer Belastung der Leistungsanteil des Hochdruckteiles gegenüber dem des Niederdruckteiles sich vermehren und schließlich das Uebergewicht an der ganzen Leistungsentwicklung erhalten.

Die beiden Versuche von Stodola geben auch hinsichtlich der Strahlungsverluste im Regulierorgan der Turbine interessanten Aufschluß. Beim Einzeichnen der durch Druck- und Temperaturmessungen bestimmten Wärmeinhalte in das *J-S*-Diagramm zeigt sich, daß die Punkte vor dem Drosselventil und erstem Leitrad nicht auf einer Wagerechten liegen, sondern daß letzterer Punkt einen geringeren Wärmeinhalt aufweist wie der Dampf vor dem Drosselventil. Zum Teil kann dies darauf zurückgeführt werden, daß die Geschwindigkeit des Dampfes vor und nach der Drosselung nicht die gleiche ist, wie dies der Voraussetzung entspricht. Die sich hieraus ergebenden Unterschiede können jedoch nicht so bedeutend sein, wie sie in Wirklichkeit sind. Trägt man für beide Versuche von Stodola diesen Unterschied im Wärmeinhalt $i_0 - i_1$ vor und nach der Drosselung als Funktion der stündlich durch die Turbine gehenden Dampfmenge auf, so zeigt sich eine vollständig gleichmäßige Zunahme dieses Unterschiedes mit abnehmender Dampfmenge, so daß sie im wesentlichen auf Strahlungsverluste zurückzuführen sein dürfte. Diese Zunahme mit verringerter Dampfmenge wird dadurch erklärlich, daß bei verminderter Belastung die ausstrahlende Fläche pro kg Dampf größer wird. Außerdem vermindert sich die Geschwindigkeit im Rohr zwischen Absperrventil und erstem Leitrad, so daß auch um so mehr Zeit zum Wärmeübergang bleibt, je kleiner die Dampfmenge ist.

Dieser Unterschied $i_0 - i_1$ im Wärmeinhalt vor dem Absperrventil und erstem Leitrad ist in den Fig. 24 und 25 eingezeichnet.

Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW.

Einen guten Vergleich zwischen Füllungs- und Drosselregelung ermöglichen die im Folgenden behandelten Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW. [1])

Die Ergebnisse dieser Versuche stehen mit den auf rechnerischem Wege erhaltenen Folgerungen sowie mit den Versuchen von Schröter und Stodola in vollem Einklang.

Die Turbine, an der die folgenden Versuche gemacht wurden, besteht aus 10 Druckstufen und enthält in der ersten Druckstufe ein zweikränziges Curtisrad, in den neun übrigen dagegen je ein einkränziges Aktionsrad. Die normale Umlaufzahl beträgt 1500 i. d. Min.

Das Schema des Aufbaues ergibt sich aus Fig. 26. Die Turbine selbst war mit Einrichtungen versehen, vermittels derer in jeder Stufe Druck und Temperatur gemessen werden konnte. Von den Ablesungen erscheinen jedoch nur die Druckmessungen einwandfrei, während die Temperaturmessung keine für eine spätere Nachrechnung genügend genauen Werte ergab. Wäre die Temperaturmessung zuverlässig, so hätte man damit wie bei den Versuchen

[1]) Für die Ueberlassung dieser Versuche für den Zweck vorliegender Arbeit bin ich der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft Berlin zu großem Danke verpflichtet.

von Schröter die Möglichkeit, die wirklich in der Turbine eintretende Zustandsänderung im Wärme- oder noch deutlicher im *J-S*-Diagramm darzustellen, um damit die Werte des adiabatischen sowie des indizierten Gefälles für jede einzelne Stufe zu berechnen, solange sich der Prozeß der Zustandsänderung im Gebiete des überhitzten Dampfes abspielt; im Sättigungsgebiet müßte an die Stelle der Temperaturmessung eine Bestimmung der spezifischen Dampfmenge treten, die jedoch mit noch größeren Schwierigkeiten als die Temperaturmessung verknüpft ist.

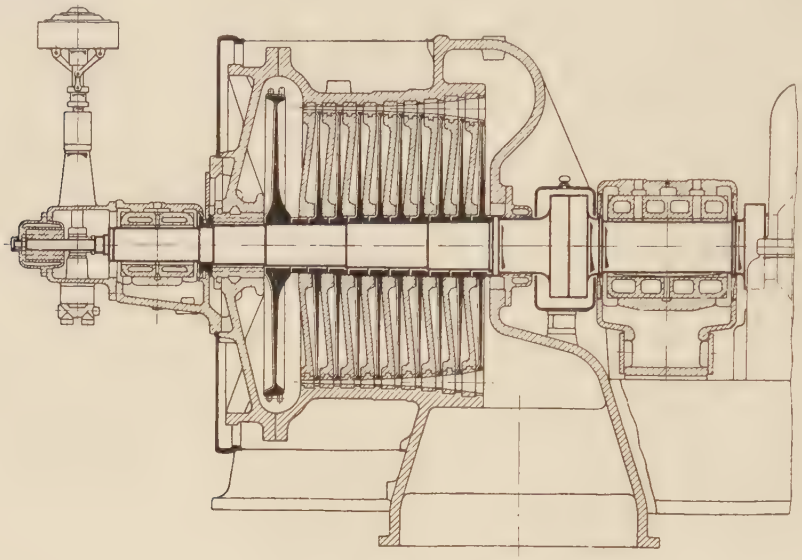

Fig. 26.

Die Ungenauigkeit der Temperaturmessung ist in verschiedenen Umständen begründet. Vor allem kommt hier der Umstand zur Geltung, daß das Hochdruckende der Turbine eine bedeutend höhere Temperatur als das Niederdruckende hat. Infolgedessen tritt besonders bei gut isolierten Turbinen im Gehäusemetall eine energische Wärmeleitung vom Hochdruck- zum Niederdruckende ein, so daß die Angaben der in die mittleren und letzten Stufen eingebauten Thermometer, welche durch das Gewinde ihrer Stutzen mit dem Gehäuse in engem Zusammenhange stehen, zu hoch erscheinen. Die Angaben der Thermometer in der ersten Stufe dagegen können als ziemlich genau angesehen werden, denn hier herrscht die höchste Temperatur in der Maschine, die durch den einströmenden Dampf immer auf gleicher Höhe gehalten wird. Zur Berechnung des indizierten Gefälles der ersten Stufe ist daher die Thermometerablesung in dieser benützt worden, während in den übrigen Stufen hierauf verzichtet worden ist. Die in den Kurven des indizierten Gefälles der ersten Stufen als Funktion der stündlichen Dampfmenge aufretende Kontiunität (siehe Fig. 27, 30, 32, 34) dürfte auch die genügende Genauigkeit der Temperaturmessung in dieser wahrscheinlich machen, bei den entsprechenden Kurven der übrigen Stufen fehlte diese Kontinuität, so daß auf ihre Aufzeichnung verzichtet wurde.

Zur Unsicherheit der Temperaturangaben in den späteren Stufen kommt noch hinzu, daß infolge der in einer Stufe verschieden starken Wärmeausstrahlung das Gehäuse in einer Stufe sehr verschiedene Temperaturen aufweist, dem entsprechend wechselt auch die Dampftemperatur längs des Umfanges der

Wandung in einer Stufe, besonders da, wo sich stagnierender Dampf bildet, sehr stark. Eine Messung an nur einer Stelle in einer Stufe kann daher nur schwerlich den richtigen mittleren Wert der Dampftemperatur oder der spezifischen Dampfmenge ergeben.

Hierzu tritt noch die Schwierigkeit der Bestimmung der Temperaturerhöhung durch die Vernichtung der kinetischen Energie beim Auftreffen der Dampfteilchen auf den in den Dampfstrom hineinragenden Thermometerstutzen.

Diese dynamische Temperaturerhöhung ließe sich unter gewissen Verhältnissen durch Versuch bestimmen, doch fehlt für die Berücksichtigung dieser Berichtigung in den praktisch vorkommenden Fällen die Kenntnis der Dampfgeschwindigkeit.

Zur Bestimmung der Einzelgefälle in den Stufen wurde daher wie bei den Versuchen von Stodola nur die Druckablesung benützt.

Die dort bezüglich der Beurteilung der quantitativen Verhältnisse gemachten Bemerkungen gelten sinngemäß auch hier.

Eine Zusammenstellung der Versuche findet sich in Zahlentafel 8, die Ergebnisse der Nachrechnung sind in den Zahlentafeln 9 und 10 zusammengetragen.

Fig. 27. Füllungsregelung, $p_1 = 13{,}0$ at abs., $t = 310^0$. Gefälle in der ersten und letzten Stufe.

Die Versuchsergebnisse bei Füllungsregelung durch Absperrung von Düsen in der ersten Stufe sind in den Fig. 27 und 28 wiedergegeben. Der Druck und die Temperatur betrugen beim Eintritt in die Turbine bei den Versuchen mit Füllungsregelung 13,0 at abs. bezw. ungefähr 310°. Das Vakuum war 95 vH bis 96 vH bei einem Barometerstand von 760 mm. Da das Vakuum aus betriebstechnischen Gründen bei allen Versuchen nicht stets gleich sein konnte, sind die Gefälle der letzten Stufe, um diese Verschiedenheit im Vakuum auszuschalten, für die Erörterung der Gefällesverteilung auf 96 vH Vakuum reduziert.

Fig. 27 zeigt deutlich mit abnehmender Dampfmenge und Belastung die starke Zunahme des adiabatischen Gefälles h_1 in der ersten Stufe. Dieser Zunahme des adiatischen Gefälles entsprechend steigt auch das indizierte Gefälle h_{i1} der ersten Stufe; letzteres ist ebenfalls als Funktion der stündlichen Dampfmenge in Fig. 27 dargestellt.

Von der stündlichen Dampfmenge 23000 kg bis zu 6000 kg ergibt sich hier, wo nur die Anzahl der in der ersten Stufe offenen Düsen geändert wurde, eine Zunahme von $h_1 = 69.5$ WE bis auf $h_1 = 119{,}0$ WE. Die Leistung änderte sich dabei von 3820 KW bis auf 840 KW, pro 100 kg stündliche Dampfmenge er-

Zahlentafel 8. Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW.

Versuch Nr.	Versuchsdauer	Umdrehungszahl	vor den Düsen		Vakuum im Abdampfstutzen	Zahl der offenen Düsen	stündliche Dampfmenge	Leistung	Dampfverbrauch	effektiver Wirkungsgrad	1. Stufe		2. Stufe		3. Stufe	
			Druck	Temperatur							Druck	Temperatur	Druck	Temperatur	Druck	Temperatur
	min	U. p. m.	at abs.	°C	vH		kg/st	KW	kg/KW st	vH	at abs.	°C	at abs.	°C	at abs.	°C
1) Versuche bei verschiedener Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und konstantem Druck vor diesen. (Füllungsregelung.)																
18	80	1530	13,04	302,0	95,01	12	22583	3760,5	6,00	68,0	3,43	201,7	2,554	169,0	1,828	155,0
24	45	1517	13,04	312,5	95,38	10	18493	3155,0	5,86	68,2	2,81	206,6	2,112	172,7	1,515	157,5
7	45	1510	13,04	315,0	96,26	8	14757	2254,2	5,78	66,9	2,22	200,3	1,64	—	1,187	153,5
3	60	1515	13,04	309,0	96,40	6	11412	1896,2	6,02	64,6	1,68	175,0	1,248	145,0	0,877	120,0
1	30	1512	13,04	282,0	96,00	4	7678	1149,1	6,68	60,3	1,10	144,3	0,839	107,6	0,61	94,7
2) Versuche bei gleicher Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und verschiedenem Anfangsdruck vor diesen. (Drosselregelung.)																
Versuche mit 12 offenen Düsen.																
10	30	1510	11,04	310	95,84	12	19054	3172,6	6,00	67,2	2,88	209	2,236	—	1,529	163,4
6	45	1492	6,84	308	96,12	12	11714	1850,4	6,34	67,5	1,792	205	1,347	—	0,946	161,0
27	30	1486	5,04	294	95,38	12	8847	1253	7,07	66,0	1,315	193	1,013	160,7	0,772	149,0
28	35	1509	0,77	239	95,25	12	1687	Leerlauf			0,213	164,3	0,181	148	0,135	130
Versuche mit 10 offenen Düsen.																
5	40	1483	8,04	305,0	96,32	10	11560	1853,2	6,24	66,8	1,75	202	1,30	—	0,916	137
9	35	1522	13,04	308,5	96,12	10	18678	3186,0	5,86	66,9	2,79	205	2,128	—	1,455	155
26	45	1479	6,04	292,0	95,38	10	8820	1275,6	6,91	65,9	1,29	188,3	0,994	153,4	0,710	140,5
Versuche mit 8 offenen Düsen.																
4	30	1485	10,04	306	96,38	8	11630	1903,6	6,11	66,1	1,75	190	1,295	—	0,91	130
25	45	1495	7,04	291,6	95,4	8	8251	1204,0	6,85	64,9	1,21	187,5	0,919	157,6	0,656	143,3
29	24	1504	0,99	216	95,4	8	1599	Leerlauf			0,193	143	0,166	—	0,125	113,6

Zahlentafel 8. Versuche an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW. Fortsetzung.

Versuch Nr.	4. Stufe		5. Stufe		Druck in der Stufe				Niederdruck-Gehäuse		Abdampfstutzen, Druck	Bemerkung
	Druck	Temp.	Druck	Temp.	6	7	8	9	Druck	Temp.		
	at abs.	°C	at abs.	°C	at abs.	at abs.	at abs.	at abs.	at abs.	°C	at abs.	
1) Versuche bei verschiedener Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und konstantem Druck vor diesen. (Füllungsregelung.)												
18	1,245	110,4	0,858	99,5	0,574	0,388	0,225	0,139	0,064	35,0	0,051	
24	1,015	118,6	0,702	101	0,461	0,314	0,184	0,112	0,059	33,0	0,048	
7	0,799	114,7	0,551	99	0,364	0,252	0,147	0,091	0,043	29,0	0,039	
3	0,589	96,0	0,416	78,0	0,279	0,190	0,111	0,069	0,041	28,3	0,037	
1	0,411	75,0	0,282	66,0	0,190	0,129	0,08	0,056	0,042	28,0	0,040	
2) Versuche bei gleicher Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und verschiedenem Anfangsdruck vor diesen. (Drosselregelung.)												
Versuche mit 12 offenen Düsen.												
10	1,052	119	0,723	105	0,474	0,326	0,190	0,116	0,051	30,8	0,043	
6	0,641	116,5	0,446	102,0	0,292	0,195	0,117	0,072	0,044	29,1	0,04	
27	0,491	110	0,331	93,3	0,218	0,143	0,087	0,059	0,048	31,1	0,048	
28	0,099	106	0,077	93,5	0,065	0,057	0,055	0,052	0,052	44,0	0,049	hierzu gehört auch Vers. Nr. 18
Versuche mit 10 offenen Düsen.												
5	0,612	108	0,432	93,0	0,285	0,187	0,113	0,071	0,042	28,7	0,038	
9	0,99	114	0,691	98,0	0,459	0,319	0,185	0,112	0,051	30,5	0,040	
26	0,482	104,5	0,325	86,3	—	0,144	0,086	0,059	0,048	31,6	0,048	hierzu gehört auch Vers. Nr. 24
Versuche mit 8 offenen Düsen.												
4	0,601	101	0,43	86,0	0,283	0,195	0,114	0,07	0,043	28,4	0,037	
25	0,442	111,3	0,303	92,0	0,20	0,133	0,082	0,057	0,049	32,1	0,048	
29	0,093	94,4	0,076	87	0,067	0,058	0,057	0,054	0,054	48,5	0,052	hierzu gehört auch Vers. Nr. 7

gibt sich also hier im Mittel eine Zunahme des adiabatischen Gefälles um 2,91 WE oder pro 1000 KW Entlastung um 16,7 WE. Innerhalb der gleichen Entlastung nimmt das indizierte Gefälle der ersten Stufe zu von 40,0 WE bis auf 61,0 WE.

Der indizierte Wirkungsgrad ergibt sich als das Verhältnis $\frac{h_i}{h_1}$.

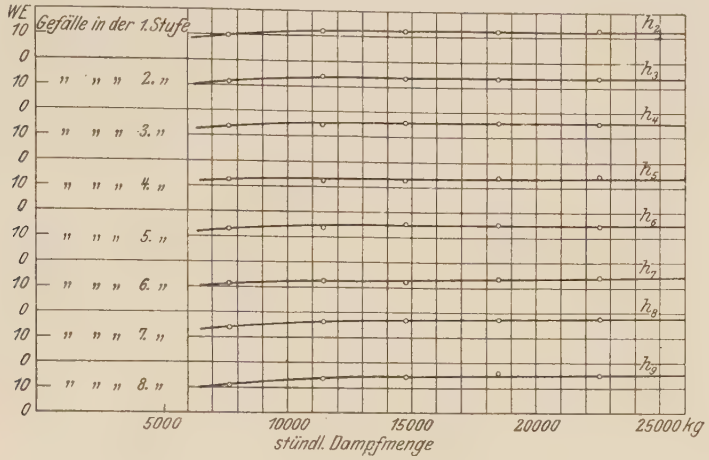

Fig. 28. Füllungsregelung.

Zahlentafel 9.
Versuche an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW.
Gefälleverteilung.

Versuch Nr.	adiabatisches Gefälle längs der durch den Anfangszustand gehenden Adiabaten in der Stufe										adiab. Gefälle in der 10. Stufe bei 96 v H Vak.	indiz. Gefälle h_{i1} der 1. Stufe	gesamtes Gefälle in der Turbine $H_{tot.}$	Summen der indiz. Gefälle Σh_i
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10				
	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE	WE
1) Versuche bei verschiedener Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und konstantem Druck vor diesen. (Füllungsregelung.)														
18	70,0	12,8	13,9	15,4	14,4	14,4	14,0	17,9	15,0	23,0	34,9	43,6	222,7	158,3
24	80,5	12,1	13,2	16,0	13,9	15,0	13,5	17,1	16,0	18,3	28,0	46,2	225,3	161,2
7	91,5	12,0	13,1	15,5	12,8	15,1	12,0	16,9	14,6	20,4	22,3	49,3	225,8	160,0
3	101,0	11,9	13,9	14,6	12,1	13,9	12,6	16,2	14,0	13,5	14,0	58,2	224,2	157,9
1	113,5	10,0	11,2	13,9	12,5	13,0	11,3	14,0	11,0	6,1	7,7	58,2	219,1	152,0
2) Versuche bei gleicher Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und verschiedenem Anfangsdruck vor diesen. (Drosselregelung.)														
Versuche mit 12 offenen Düsen.														
10	71,9	11,6	15,1	15,3	14,2	15,2	14,0	17,6	15,2	23,8	29,9	45,0	220,0	155,3
6	72,6	11,6	14,3	15,4	13,9	15,0	13,8	16,2	14,9	14,0	16,1	47,0	203,8	149,6
27	70,9	11,2	14,4	15,4	14,6	15,6	12,0	15,9	12,0	5,9	10,1	46,4	192,1	144,1
28	61,9	7,2	10,9	11,1	8,1	6,0	4,4	1,3	1,9	0	2,2	35,2	115,0	43,3
Versuche mit 10 offenen Düsen.														
5	80,0	12,4	13,7	15,9	12,4	13,8	13,6	17,4	14,8	13,2	15,1	46,1	209,1	152,0
9	80,5	12,1	13,2	16,0	13,9	14,3	13,5	17,1	14,0	18,3	28,0	46,2	222,6	149,8
26	79,0	11,2	12,8	15,3	14,2	14,0	14,0	16,4	12,9	5,6	10,0	41,8	199,8	149,3
Versuche mit 8 offenen Düsen.														
4	89,4	12,0	13,1	15,3	13,2	15,0	12,2	17,0	14,6	13,1	15,0	50,5	216,8	155,2
25	88,0	10,9	13,1	14,9	13,3	14,1	13,0	15,1	10,6	4,3	9,1	46,7	202,1	149,8
29	72,6	5,1	10,0	9,9	5,9	4,2	4,6	0,5	1,3	0	9,5	34,5	114,1	45,7

Zahlentafel 10.

Versuche an einer A. E. G.-Turbine von 3000 KW.

Anteil des adiabatischen und indizierten Gefälles der ersten Stufe am gesamten adiabatischen und indizierten Gefälle.

Versuch Nr.	stündliche Dampfmenge	Leistung	Wirkungsgrad der Dynamo	effekt. Wirkungsgrad der Turbine	gesamter effekt. Wirkungsgrad	effekt. Leistung der Turbine	effekt. Dampfverbrauch der Turbine	$\frac{h_1}{H_{tot.}}$	$\frac{h_1}{\Sigma h_i}$
	kg/st	KW	vH	vH	vH	PS_e	kg/PS_e st		
1) Versuche bei verschiedener Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und konstantem Druck vor diesen. (Füllungsregelung.)									
18	22 583	3760,5	95,6	71,2	68,0	5350	4,22	0,3145	0,2755
24	18 493	3155	95,2	71,6	68,2	4510	4,10	0,3575	0,2864
7	14 757	2554,2	94,4	70,9	66,9	3688	4,01	0,406	0,3085
3	11 412	1896,2	92,0	70,3	64,6	2808	4,08	0,450	0,369
1	7 678	1149,1	87,0	69,4	60,3	1795	4,28	0,519	0,383
2) Versuche bei gleicher Anzahl offener Düsen in der ersten Stufe und verschiedenem Anfangsdruck vor diesen. (Drosselregelung.)									
Versuche mit 12 offenen Düsen.									
10	19 054	3172,6	95,1	70,7	67,2	4535	4,22	0,3275	0,290
6	11 714	1850,4	91,9	73,5	67,5	2740	4,28	0,3562	0,314
27	8 847	1253	88,0	75,0	66,0	1938	4,56	0,369	0,322
28	1 687	—	—	—	—	—	—	0,538	0,814
Versuche mit 10 offenen Düsen.									
5	11 560	1853,2	91,9	72,8	66,8	2745	4,21	0,383	0,303
9	18 678	3186,0	95,1	70,4	66,9	4559	4,10	0,362	0,295
26	8 820	1275,6	88,2	74,8	65,9	1968	4,49	0,396	0,314
Versuche mit 8 offenen Düsen.									
4	11 630	1903,6	92,1	71,7	66,1	2810	4,14	0,412	0,325
25	8 251	1204,0	87,6	74,1	64,9	1871	4,41	0,435	0,312
29	1 599	—	—	—	—	—	—	0,636	0,756

Der Umstand, daß die Kurve des indizierten Wirkungsgrades der ersten Stufe, die ebenfalls in Fig. 27 eingerechnet ist, von der Leistung von 3820 KW zunächst eine Zunahme aufweist, deutet darauf hin, daß bei dieser Belastung die erste Stufe mit einem Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ arbeitet, das schon größer als das günstigste ist, dieses stellt sich ungefähr bei einer Leistung von 3400 KW (etwa 17 000 kg Dampf pro Stunde) ein.

Das adiabatische Gefälle h_2 bis h_9 in den mittleren Stufen 2 bis 9 der Turbine bleibt bei verminderter Belastung ungefähr bis halbe Last hin unverändert, erst von hier ab tritt eine wenn auch zunächst noch geringe Verkleinerung des adiabatischen Gefälles ein (s. Fig. 28). Diese Gefällesverminderung zeigt sich um so deutlicher, je näher die betreffende Stufe dem Kondensator liegt, solange das adiabatische Gefälle sich nicht ändert, kann sich das indizierte Gefälle auch nur verschwindend wenig ändern.

Außerordentlich rasch mit abnehmender Belastung nimmt dagegen das adiabatische Gefälle h_{10} der letzten Stufe ab (s. Fig. 27) und zwar gleich von Vollast ab. Dementsprechend wird sich das indizierte Gefälle der letzten Stufe auch verringern, anfangs wegen der Zunahme des indizierten Wirkungsgrades langsamer und dann bei wachsendem Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ nach Ueberschreiten des günstigsten Wertes außerordentlich schnell.

Aus dem Verlauf der Gefällesverteilung in der Turbine mit abnehmender Belastung folgt wegen der Zunahme des Gefälles in der ersten Stufe und der Abnahme derselben in der letzten eine kräftige Verschiebung der Leistungsentwicklung auf das Hochdruckende der Turbine, und zwar überwiegt der Anteil der Leistung der ersten Stufe an der Gesamtleistung um so mehr, je geringer die Belastung ist.

Diese relative Leistungssteigerung der ersten Stufe gegenüber den Leistungen der übrigen Stufen zeigt sich deutlich in Fig. 29, wo als Funktion der stündlichen Dampfmenge das Verhältnis der in der ersten Stufe entwickelten adiabatischen und indizierten Gefälle zum gesamten adiabatischen und indi-

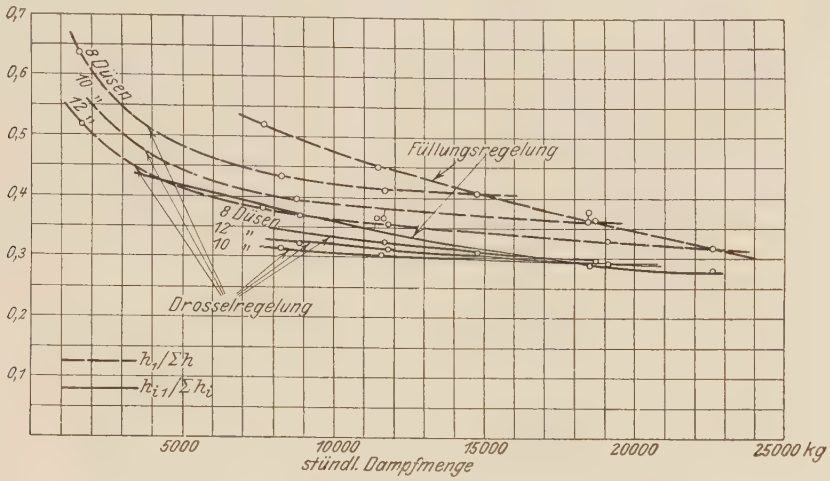

Fig. 29. Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW. Anteil des indizierten und adiabatischen Gefälles der ersten Stufe am gesamten Gefälle.

zierten Gefälle der ganzen Turbine aufgetragen ist. Die beiden mit Füllungsregelung bezeichneten Kurven lassen klar den mit abnehmender Belastung größer werdenden Anteil der Leistung der ersten Stufe an der Gesamtleistung erkennen. In Wirklichkeit ist dieser Anteil noch etwas größer als er durch das Verhältnis der indizierten Gefälle zum Ausdruck kommt, denn in der ersten Stufe arbeitet immer die volle, gerade durch die Turbine gehende Dampfmenge, während bei den folgenden Stufen Verluste an arbeitender Dampfmenge durch die Außen- und Zwischenstopfbüchsen in Abzug zu bringen sind.

Um die Maschine auch bei Drosselregelung zu untersuchen, sowie um ein Bild über das Verhalten derselben bei kombinierter Regulierung zu erhalten, wurde jeweils bei gleichbleibender Zahl offener Düsen in der ersten Stufe eine Reihe von Versuchen vorgenommen, und zwar bei 12, 10 und 8 offenen Düsen in der ersten Stufe. Die Regelung erfolgte dabei lediglich durch Drosseln, ohne an der Zahl der offenen Düsen etwas zu verändern.

Entsprechend den für Füllungsregelung charakteristischen Verhältnissen ist bei dem vollen Einströmdruck von 13,0 at abs. und einer Anfangstemperatur von 310° das Gefälle in der ersten Stufe um so größer, je kleiner die Anzahl der offenen Düsen ist, so ist bei

12 offenen Düsen $h_1 = 71{,}5$ WE
10 » » $h_1 = 80{,}5$ » »
8 » » $h_1 = 91{,}5$ » »

Hierzu gehören in der ersten Stufe indizierte Gefälle von 45,0 bezw. 46,0 und 50,0 WE.

Innerhalb weiterer Belastungen von 22000 kg bis 9000 kg Dampf pro Stunde ändert sich das adiabatische Gefälle h_1 der ersten Stufe nur außerordentlich wenig, in den gleichen Grenzen erfährt dann auch das indizierte Gefälle keine Veränderung. Die Versuchsergebnisse sind in den Figuren 30 bis 35 in ihrer Abhängigkeit von der stündlich durch die Turbine gehenden Dampfmenge aufgetragen. Das Einzelgefälle der Stufen 2 bis 9, h_2 bis h_9 bleibt im obigen Belastungsgebiet konstant; innerhalb derselben wird das indizierte Gefälle sich auch nicht ändern.

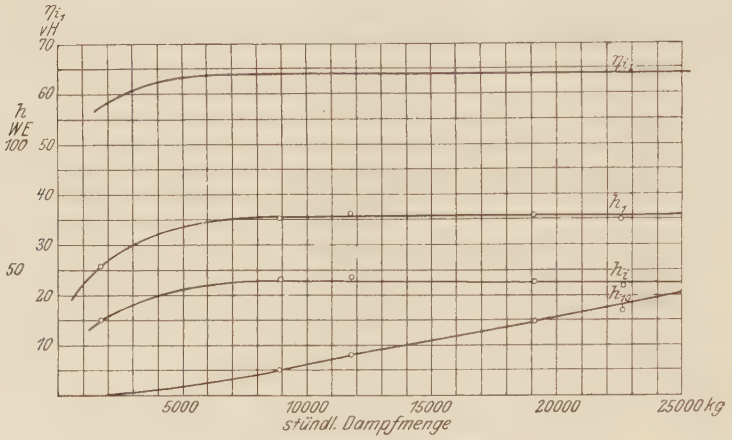

Fig. 30. Drosselregelung, 12 Düsen offen.

Fig. 31. Drosselregelung, 12 Düsen offen. Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW.

Vollständig anders dagegen verhält sich das Gefälle h_{10} der letzten Stufe, dieses erfährt schon von Anfang an bei geringen Aenderungen in der Dampfmenge eine Abnahme, die Leistung der letzten Stufe wird sich daher ebenfalls verringern.

Durch diese starke Abnahme des Gefälles in der letzten Stufe verschiebt sich bei verringerter Belastung der Schwerpunkt der Leistungsentwicklung mehr auf den Hochdruckteil, zumal das Gefälle der ersten Stufe sich nicht verkleinert.

Die in Fig. 29 mit Drosselregelung bezeichneten Kurven lassen deutlich die vermehrte Anteilnahme der Leistung der ersten Stufe an der Gesamtleistung

bei verringerter Belastung erkennen. Die Versuche zeigen, daß bei 8 offenen Düsen die relative Zunahme des adiabatischen und indizierten Gefälles der ersten Stufe hinsichtlich des Anteils am gesamten Gefälle größer ist als bei 12 offenen Düsen.

Beide Regelverfahren miteinander verglichen, verhalten sich also hinsichtlich Gefällesverteilung und Leistungsentwicklung in den einzelnen Stufen folgendermaßen:

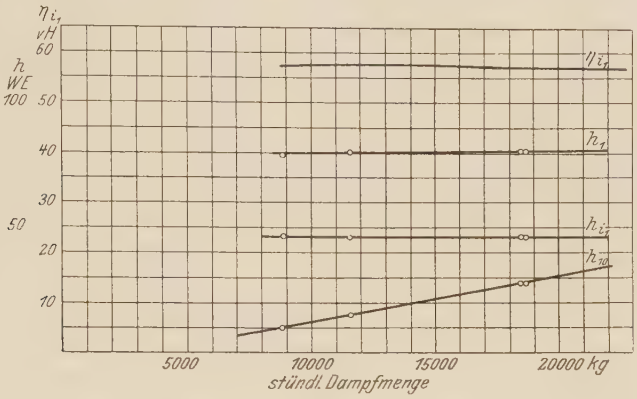

Fig. 32. Drosselregelung, 10 Düsen offen. Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW.

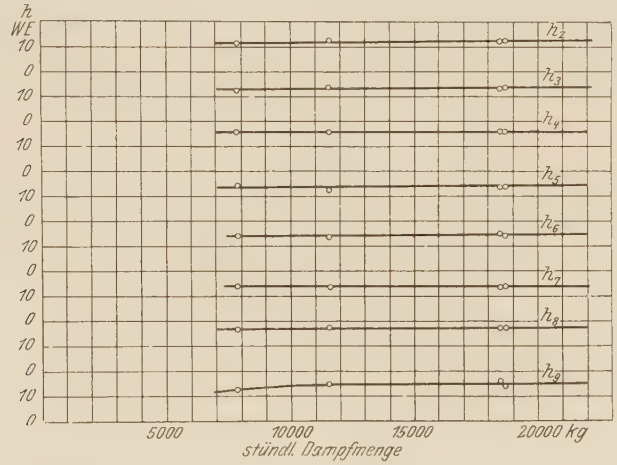

Fig. 33 Drosselregelung, 10 Düsen offen. Versuche an einer A.E.G.-Turbine von 3000 KW.

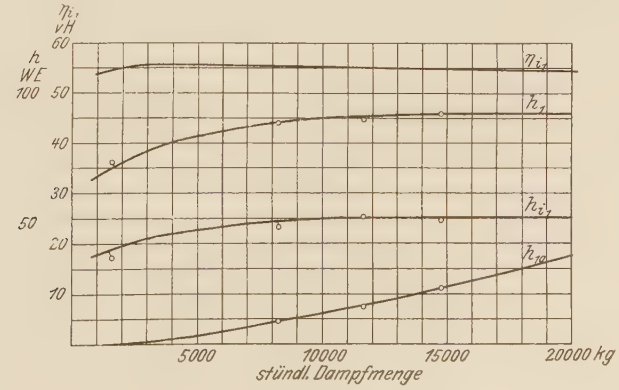

Fig. 34. Drosselregelung, 8 Düsen offen.

Bei der reinen Füllungsregelung bleibt das Gesamtgefälle in der Turbine unverändert, dagegen ändert sich die Gefällesverteilung mit abnehmender Last in der Weise, daß das adiabatische Gefälle der ersten Stufe zu-, das der letzten Stufe abnimmt, während die Gefälle in den mittleren Stufen gleich bleiben, und zwar so, daß die Summe der Einzelgefälle sämtlicher Stufen ungefähr die gleiche bleibt. Die Vergrößerung des adiabatischen Gefälles der ersten Stufe ist dann ungefähr so groß wie die Verkleinerung desselben in der letzten Stufe. Hierdurch ist eine außerordentlich starke Zunahme des Anteils der ersten Stufe an der Gesamtleistung bedingt, während der Leistungsanteil der letzten Stufe immer kleiner und schließlich bei Leerlauf fast zu null wird.

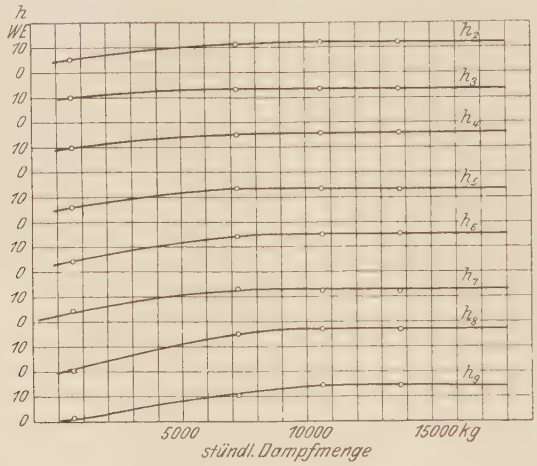

Fig. 35. Drosselregelung, 8 Düsen offen.

Bei der Drosselregelung dagegen erfolgt eine Aenderung des Gesamtgefälles; das Gefälle in der ersten und den übrigen 9 Stufen mit Ausnahme der letzten verkleinert sich innerhalb weiter Belastungsgrenzen nur sehr wenig und bleibt fast unverändert. Die Verminderung des Gesamtgefälles kommt dagegen in der Verkleinerung des Gefälles der letzten Stufe zum Ausdruck. Dies entspricht auch vollkommen dem theoretischen Vorgange der Drosselung, indem Verkleinerung des Gefälles durch Verschwinden eines Teiles am unteren Ende und nicht am Anfang eintritt.

Wie bei der Füllungsregelung ist hiermit auch eine Verschiebung des »Leistungsschwerpunktes« auf den Hochdruckteil der Turbine verbunden.

Diese Verschiebung der Leistung auf den Hochdruckteil wurde auch von Josse bei den Versuchen an der Rateauturbine des Danziger Maschinenlaboratoriums beobachtet (siehe E. Josse, Neuere Wärmekraftmaschinen, S. 76, 2. Abschnitt von unten).

Beiden Regelungsverfahren ist somit eine Verschiebung der Leistung nach dem Hochdruckteil mit abnehmender Belastung eigen. Je geringer die Belastung ist, um so kleiner wird der Anteil des Niederdruckteiles an der Gesamtleistung. Quantitativ zeigt sich jedoch bei beiden Regelungsmethoden ein bedeutender Unterschied, insofern die Leistungskonzentration auf den Hochdruckteil bei Füllungsregelung eine bedeutend stärkere ist als bei Drosselregelung (vergleiche Fig. 29).

Bedingt ist dieser Unterschied durch die Proportionalität zwischen dem absoluten Druck in einer Stufe und der Dampfmenge. Für eine vorliegende Turbine ergeben sich bei Drossel- und Füllungsregelung für die gleiche Dampf-

menge in denselben Stufen ungefähr auch die gleichen absoluten Drücke, während aber bei Drosselregelung der Druck vor der ersten Düsengruppe gesunken ist, bleibt er bei Füllungsregelung unverändert. Dementsprechend steht der ersten Stufe bei Füllungsregelung mit abnehmender Belastung ein bedeutend größeres Wärmegefälle zur Verfügung, wie bei Drosselregelung.

Von großer Bedeutung sind diese Verhältnisse für die Beurteilung der Leistungsveränderung von hintereinander geschalteten Turbinen für Schiffsantrieb, von denen der Hoch- und Niederdruckteil je eine besondere Welle antreibt. Solange an der Schaltung nichts geändert wird, findet hier stets die Leistungsveränderung bei geringerer Schiffsgeschwindigkeit durch Drosseln statt. Die Erfahrung hat auch hier gezeigt, daß bei verminderter Leistung die Hochdruckturbine immer Neigung zu einer Steigerung der Umdrehungszahl gegenüber der Niederdruckwelle hat. Umgekehrt hat bei Ueberlastung die Hochdruckwelle das Bestreben, die Umlaufzahl im Vergleich mit der Niederdruckwelle zu vermindern, weil sich bei Ueberlastung die Leistung so entwickeln wird, daß der größere Teil auf die Niederdruckturbine entfällt. Diese Verschiedenheit der Leistungsverteilung je nach Belastung auf hintereinander geschaltete Turbinen ist, abgesehen von der Kompliziertheit der Anlage, ein Nachteil der Hintereinanderschaltung von Turbinen für den Schiffsbetrieb.

Für die verlustfreie theoretische Turbine ergibt die Füllungsregelung bei allen Belastungen einen konstanten Dampfverbrauch.

In Wirklichkeit entsteht bei einer einstufigen Turbine infolge der Zunahme der Ventilationsverluste mit abnehmender Beaufschlagung eine Verschlechterung im Dampfverbrauch; bei mehrstufigen Turbinen ist der Dampfverbrauch wesentlich bedingt durch die Gefälleverteilung auf die einzelnen Stufen.

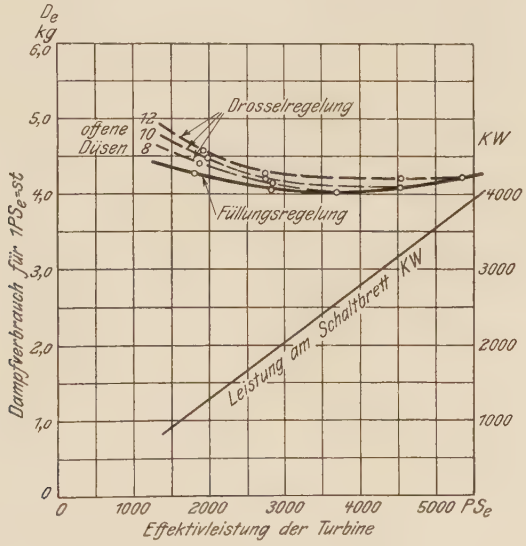

Fig. 36. Dampfverbrauch bei Füllungs- und Drosselregelung.

Bei der untersuchten 3000 KW-Turbine der A. E. G. (siehe Fig. 36) zeigt mit abnehmender Belastung der Dampfverbrauch für Füllungsregelung zunächst eine Verminderung und erreicht bei 2550 KW einen Kleinstwert, bei weiterer Entlastung nimmt er von hier ab wieder zu.

Bedingt ist dieser Verlauf durch die Zunahme des Vakuums bei geringerer Dampfmenge als der vollen und das Verhalten des effektiven Wirkungsgrades

(siehe Fig. 27), bei Füllungsregelung als Funktion der Leistung. Aus Fig. 37 geht hervor, daß der effektive Wirkungsgrad bis ungefähr 3700 PS_e entsprechend 2550 KW fast unverändert bleibt. Da nun infolge der Verbesserung des Vakuums das gesamte adiabatische Gefälle der Turbine bei geringerer Leistung als der maximalen größer wird, muß bis dahin wegen des unveränderlichen effektiven Wirkungsgrades auch der Dampfverbrauch besser werden.

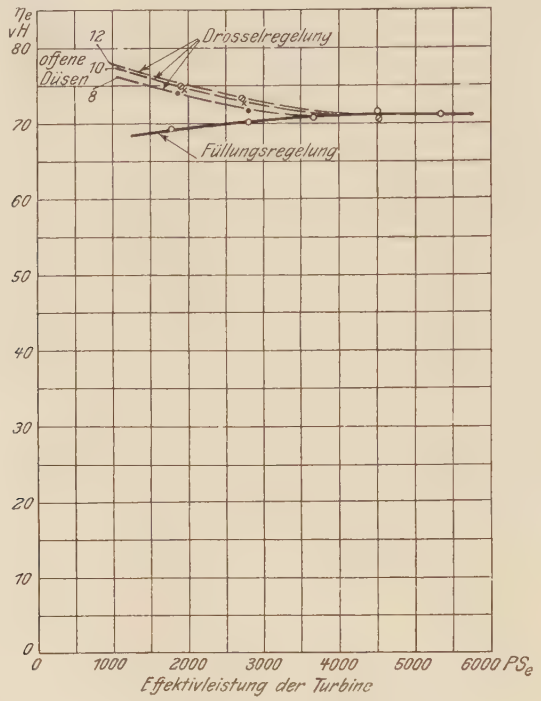

Fig. 37. Effektiver Wirkungsgrad der Turbine.

Der Verlauf des effektiven Wirkungsgrades bei Füllungsregelung liegt aber in der baulichen Anordnung der A. E. G.-Curtisturbine begründet und bedeutet gegenüber anderen Systemen einen großen Vorzug. Wesentlich hierfür ist in erster Linie der Umstand, daß die bei Füllungsregelung mit abnehmender Last in der ersten Stufe eintretende Gefällevermehrung durch die Anwendung eines mehrkränzigen Aktionsrades in der ersten Stufe bei gleicher Umdrehungszahl innerhalb ziemlich weiter Grenzen relativ gut ausgenützt wird. Ein einkränziges Rad würde sich bei so starken Gefälleveränderungen wesentlich ungünstiger verhalten und eine bedeutend stärkere Verringerung des indizierten Wirkungsgrades bei stark zunehmendem Gefälle aufweisen. Dazu kommt noch, daß der indizierte Wirkungsgrad der letzten Stufe sich bei Verkleinerung der Leistung vergrößert. Diese Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades der letzten Stufe in Verbindung mit der durch das mehrkränzige Rad bewirkten nur geringen Abnahme des indizierten Wirkungsgrades halten sich bei der untersuchten Turbine bis gegen 2550 KW hin im Gleichgewicht, so daß bis dahin keine Verschlechterung des gesamten effektiven Wirkungsgrades auftritt. Diese Gleichheit des effektiven Wirkungsgrades bedingt bis ungefähr 80 vH der vollen Leistung durch die Vergrößerung des Vakuums eine kleine Verbesserung im Dampfverbrauch. Von hier ab beginnt jedoch der indizierte Wirkungsgrad der ersten Stufe rascher zu sinken, so daß dies die Zunahme desselben in der letzten

Stufe nicht mehr auszugleichen vermag und der Dampfverbrauch zunimmt. Die Anwendung eines hohen Gefälles in der ersten Stufe in Verbindung mit einem mehrkränzigen Aktionsrade findet also hierin hinsichtlich der Oekonomie ihre volle Begründung. Konstruktiv ist damit der Vorteil vorhanden, daß im Gehäuse selbst hohe Drücke und hohe Temperaturen, die große Wandstärken und Spezialkonstruktionen verlangen, nicht auftreten können, wenn auch Anfangsdruck und Anfangstemperatur beim Eintritt in die Turbine sehr hoch gewählt werden.

Bei Drosselung folgt der Dampfverbrauch für 1 PS_e/st einem andren Gesetz, ebenso der effektive Gesamtwirkungsgrad. Letzterer nimmt, da das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ für die letzte Stufe sich bei Entlastung mehr dem günstigsten nähert, wie schon früher erörtert, zu.

Es zeigt sich nun, daß sich der Dampfverbrauch bei 12 und 10 offenen Düsen mit der Entlastung zunächst nicht verändert und bis ungefähr 3500 PS_e oder 2400 KW unverändert bleibt, von da ab tritt eine Verschlechterung ein. Während die Theorie schon bei geringen Entlastungen eine Zunahme des Dampfverbrauches fordert, tritt diese zunächst nicht ein. Die mit der Drosselung verbundene Verminderung der Radreibung und die Vergrößerung des indizierten Wirkungsgrades im Verein mit der Verbesserung des Vakuums kommen hier so stark zur Geltung, daß sie den durch die Drosselung bewirkten Gefälleverlust in seinem Einfluß auf den spezifischen Dampfverbrauch vollständig ausgleichen,

Da jedoch bei geringerer Anzahl (8) offener Düsen gleich von Anfang an sich eine Verschlechterung im Dampfverbrauch herausstellt, so muß hier die durch die starke Verminderung der Beaufschlagung der ersten Stufe verursachte Vergrößerung der Ventilationsverluste einen großen Einfluß haben.

Die praktisch sich ergebenden Unterschiede im Dampfverbrauch bei Drossel- und Füllungsregelung sind jedoch so gering, daß die Drosselregelung im Dampfturbinenbau wegen der Möglichkeit, sie betriebssicher mit den einfachsten Hülfsmitteln durchzuführen, vollauf berechtigt ist, speziell mit Rücksicht auf schnelles Eingreifen bei plötzlich auftretenden Belastungsschwankungen.

Ueberdruckturbinen.

Mit Ausnahme der Melms-Pfenninger-Turbine, die in ihrem Niederdruckteil eine Ueberdruckturbine ist, beziehen sich vorstehende Betrachtungen nur auf Druckturbinen Die einschlägigen Verhältnisse liegen jedoch bei Ueberdruckturbinen ganz entsprechend.

Nehmen wir z. B. eine Ueberdruckturbine an, so ergibt sich bei Drosselregelung, die hier allein in Frage kommen kann, daß bei Entlastung infolge der Drucksenkung vor dem Leit- und Laufrad das Gefälle im Laufrad sich vermindert, während das im Laufrad umgesetzte Gefälle eine nur geringe Verkleinerung entsprechend dem zum neuen Anfangszustand gehörigen kritischen Gefälle erfährt. Die Drosselregelung bewirkt hier somit eine Verkleinerung des Reaktionsgrades.

Für vielstufige Ueberdruckturbinen gelten bei Entlastung die gleichen Folgerungen wie für Druckturbinen. Hier wird sich bei Entlastung die Hauptleistungsentwicklung immer mehr auf den Hochdruckteil verschieben und der Leistungsanteil der Niederdruckstufen sich verringern. Bei hintereinander geschalteten Turbinen hat die Erfahrung, wie schon erwähnt, dies auch vollauf bestätigt. Da bei Ueberdruckturbinen die Proportionalität zwischen absolutem

Druck und Dampfmenge ebenfalls genügend genau gültig ist, so folgt damit schon ohne weiteres, daß mit abnehmender Last die letzten Stufen immer relativ weniger Arbeit leisten müssen, da der Druck im Auspuffrohr sich mit der Dampfmenge nicht so schnell vermindert. Die Berechnung der Druckverteilung auf Grund der Proportionalität führt dann schon in einer früheren Stufe als der letzten auf den Druck im Auspuffrohr, so daß auf die zwischen dieser Stufe und dem Kondensator liegenden Stufen kein Wärmegefälle mehr kommt und diese hiernach auch keine Arbeit mehr leisten könnten. In Wirklichkeit tritt nun ein Ausgleich ein, indem sich bei Entlastung die Druckverteilungskurve der letzten Stufen kontinuierlich an das Vakuum im Abdampfraum und die Druckverteilung der mittleren Stufen anschmiegt, so daß damit in den letzten Stufen ein wenn auch geringes Wärmegefälle entwickelt wird. Der Nachweis dieser geringen Gefälleentwicklung bei Entlastung in den letzten Stufen durch Druckmessung ist jedoch mit ziemlich großen Schwierigkeiten verknüpft, indem die Druckunterschiede außerordentlich klein sind und oft nur Tausendstel einer Atmosphäre betragen, zumal in den Gebieten niederen Druckes schon sehr kleinen Druckunterschieden relativ große Wärmegefälle entsprechen.

Die Ueberlastung.

Zum Schlusse sei noch kurz die Frage der Ueberlastung einer Turbine besprochen, da sie enge mit der Regelung zusammenhängt. Die Ueberlastung läuft auf eine Erhöhung der beiden, die Leistung einer Turbine bestimmenden Hauptfaktoren, der arbeitenden Dampfmenge und des ganzen adiabatischen Gefälles, hinaus.

Konstruktiv am einfachsten wäre es, wenn an den Querschnitten einer Turbine dabei nichts geändert werden müßte. Um aber dann eine Mehrleistung zu erzielen, muß der Anfangsdruck um einen gewissen Betrag erhöht werden, denn nur dann geht in einer bestimmten Zeiteinheit eine größere Dampfmenge durch die Turbine, die auch mit einem höheren Gefälle arbeitet. Nun lassen in den wenigsten Fällen die Kessel eine bedeutende Erhöhung des Druckes zu, außerdem dauert es bei plötzlich eintretenden Belastungen zu lange, bis der nötige Druck erreicht ist. Man kann jedoch diese Schwierigkeiten dadurch umgehen, daß man schon von vornherein mit gedrosseltem Dampf arbeitet und eine gewisse Reserve an Druck für die Ueberlastung zurückhält. Beträgt z. B. der Druck im Kessel 16 at abs., vor der Turbine aber nur 12 at abs., so läßt sich durch volles Oeffnen des Drosselorgans eine Ueberlastung von ungefähr 40 vH erzielen, hiervon entsprechen ungefähr $33\frac{1}{3}$ vH der Vermehrung der Dampfmenge, der übrige Teil der Zunahme kommt auf eine Vergrößerung des adiabatischen Gefälles und eine kleine Abnahme des indizierten Wirkungsgrades, wenn die Umlaufzahl die gleiche bleibt oder sich nur wenig verkleinert.

Die andere Möglichkeit einer Ueberlastung ohne Erhöhung des gesamten adiabatischen Gefälles ist analog der Füllungsregelung. Hier wird dann in der ersten Stufe eine Anzahl von Zusatzdüsen geöffnet, während an den Leiträdern der folgenden Stufen nichts geändert wird. Die vermehrte Dampfzufuhr hat bei beiden Verfahren ein Steigen des Druckes in sämtlichen Stufen zur Folge. Hiermit ergibt sich umgekehrt wie für Entlastung bei der Füllungsregelung eine Abnahme des adiabatischen Gefälles in der ersten Stufe, das Gefälle in der letzten Stufe nimmt dagegen zu. Während der Füllungsregelung mit abnehmender Leistung eine Verschiebung der Leistung auf die ersten Stufen bedingt, verschiebt sich bei Ueberlastung durch Erhöhung der Füllung der Schwerpunkt

der Leistungsentwicklung mehr auf das Niederdruckende der Turbine. Dies geht selbst schon bei geringen Ueberlastungen soweit, daß in der ersten Stufe durch die Erhöhung des Druckes in dieser ein bedeutend verkleinertes Wärmegefälle zur Entwicklung kommt, was durch Ueberschreiten des Gipfels der Wirkungsgradkurve mit einer sehr schnellen Abnahme indizierten Wirkungsgrades der ersten Stufe verbunden ist. Der Leistungsanteil der ersten Stufe sinkt dann außerordentlich rasch und wird mit zunehmender Belastung schließlich null. Dies tritt um so eher ein, je kleiner das adiabatische Wärmegefälle der ersten Stufe bei normaler Leistung ist. Diesen Nachteil umgeht man dann einfach dadurch, daß man die ersten Stufen umführt und in spätere Stufen frisch gespannten Dampf eintreten läßt. Aendert sich dabei auch noch die Umlaufzahl, so kann je nach Lage des Verhältnisses $\frac{u}{c_0}$ bei Normalleistung gegenüber dem günstigsten Werte durch Vermehrung von c_0 pro Stufe, besonders aber in der letzten Stufe eine Verbesserung oder eine Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades eintreten. Bei gleichbleibender Umdrehungszahl ist meistens letzteres der Fall. Anders ist es jedoch, wenn mit zunehmender Dampfmenge auch die Umlaufzahl steigt. Dies tritt immer bei Schiffsturbinen ein. Durch die hier mit forcierter Fahrt verbundene Steigerung der Umlaufzahl wird das Verhältnis $\frac{u}{c_0}$ wieder bedeutend näher dem günstigsten gebracht, so daß eine Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades damit nicht verbunden ist, obwohl das Gefälle und c_0 infolge der verminderten Stufenzahl im Mittel pro Stufe stark gestiegen ist. Genaue quantitative Angaben hierüber lassen sich nur an Hand ausgeführter Anlagen machen. Meistens liegen hier die Verhältnisse jedoch so, daß bei forcierter Fahrt infolge der Erhöhung der Umlaufzahl der indizierte Wirkungsgrad und der Dampfverbrauch pro PS_e/st trotz geringer Stufenzahl besser ist als bei Marschfahrt. (Vergleiche u. a. die Probefahrtsergebnisse des englischen Kreuzers »Amethyst« und des deutschen Kreuzers »Lübeck«).

Die Ausschaltung der ersten Hochdruckstufen (Marschstufen) von Schiffsturbinen bei forcierter Fahrt mit bedeutend erhöhter Umlaufzahl findet in den geschilderten Verhältnissen ihre volle Rechtfertigung, hierin sind auch die günstigen Dampfverbrauchsergebnisse neuerer Schiffsturbinenanlagen bei forcierter Fahrt trotz geringerer Stufenzahl in der Turbine begründet.

Lebenslauf.

Ich, Christian Herbert Baer, wurde am 26. August 1881 zu München als Sohn des Kunstmalers Christian Max Baer aus Nürnberg und seiner Ehefrau Rosa, geb. Stradal, aus Teplitz in Böhmen geboren. Der Staatsangehörigkeit nach bin ich Bayer, meine Konfession ist die evangelische.

Nach vierjährigem Besuche der Volksschule in München ging ich an das humanistische Luitpold-Gymnasium, das ich fünf Jahre lang besuchte, um dann an das neugegründete Theresien-Gymnasium überzutreten, das ich im Juli 1900 mit dem Zeugnis der Reife verließ. Hierauf widmete ich mich dem Studium des Maschinenbaus an der Technischen Hochschule München und bestand nach einem viersemestrigen Studium die Vorprüfung mit Auszeichnung.

Um mich nach diesen vorwiegend theoretischen Studien auch praktisch auszubilden, trat ich am 15. September 1902 bei der Firma I. A. Maffei, Lokomotiv- und Maschinenfabrik in München als Volontär ein, von wo ich im Januar 1903 an die Lokomotivfabrik von Gg. Krauß in München überging. Nach Beendigung dieser im ganzen zwölfmonatlichen Praxis bezog ich die Technische Hochschule Charlottenburg zu einem zweisemestrigen Studium. Um mich noch weiter in den technischen Wissenschaften auszubilden, ging ich im Herbst 1904 wieder an die Technische Hochschule München zurück. Im Juli 1906 bestand ich dann das Diplom-Examen für das Maschinenbaufach mit Auszeichnung. Vom Militärdienst wurde ich befreit.

Während meiner Studienzeit waren meine Lehrer die Herren Professoren Burmester, Camerer, Ebert, Finsterwalder, Foeppl, Hartmann, Heinke, Josse, Kammerer, Lynen, Ossanna, Riedler, Schröter, Ultsch. Ihrer aller, besonders aber meines hochverehrten Lehrers Herrn Professor Schröter, gedenke ich an dieser Stelle mit dem Ausdruck des innigsten Dankes.

Nach Beendigung meiner Studien fand ich im Großgasmaschinenbau der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg Anstellung.

Am 1. April 1907 trat ich dann in die Schiffsturbinenabteilung der Turbinenfabrik der Allgemeinen Elektricitäts-Gesellschaft zu Berlin ein, wo ich mich gegenwärtig noch in Stellung befinde.

Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N., Schulzendorferstr. 26.